I MOTORI VELOCI

A COMBUSTIONE INTERNA

e le loro applicazioni

INDUSTRIALI E SPORTIVE

ESCUELA INDUSTRIAL
TARRASA

R.884
621.4 Gar
FA 621.43 GAR

Ing. EGIDIO GARUFFA

I

MOTORI VELOCI

A COMBUSTIONE INTERNA

E LE LORO APPLICAZIONI

INDUSTRIALI E SPORTIVE

Motori a quattro tempi, a due tempi, e motori Diesel.
Esperienze sui motori veloci, loro calcolazione e costruzione.
Condizioni di equilibrio dei motori. Turbine a gas.

Applicazioni all'automobile terrestre sportiva e industriale.
Navigazione automobile, fluviale e marittima.
Navigazione aerea. Aviazione.
Motori fissi, motori locomobili e semifissi.
Applicazioni varie dei motori veloci.





UNIONE
TIPOGRAFICO-EDITRICE TORINESE
TORINO, Corso Raffaello, 28
MILANO — ROMA — NAPOLI
1909

Diritti di traduzione e riproduzione riservati.

All'Ill.mo Sig. Ing. Guido Gianoli

TORINO.

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

Egregio Collega ed Amico,

Dedico a Lei questo lavoro che rappresenta il frutto di molti anni di studio e di esperienza. E, con questo, intendo attestarle, in quella miglior forma che mi è possibile, la mia deferente amicizia e la mia profonda gratitudine. Perocchè, in una delle applicazioni maggiori dei motori veloci, che formano l'argomento della mia opera — quella intesa a rendere economicamente possibile la navigazione fluviale da Venezia a Milano — io non avrei potuto certamente condurre a termine le prove intraprese, col piroscafo cui Ella impose il nome di *Padus*, senza il di Lei efficace concorso, e senza il conforto della sua perseverante amichevole e coraggiosa fiducia.

Ella troverà nel testo un cenno abbastanza diffuso delle prove che, per oltre due anni, ci hanno intimamente riuniti; ed io spero che le risulteranno nel leggerlo nuovi argomenti a dimostrazione della verità, ignorata o disconosciuta dai più, essere cioè la forza motrice a gas povero, ottenuta con motori veloci policilindrici, il miglior mezzo per dar vita a quella navigazione interna, che è uno dei massimi interessi italiani.

Ma questa mia opera ha un carattere più generale; essa mira a dimostrare come il motore veloce a combustione interna, che certamente è il frutto più geniale e più positivo dell'automobile,

abbia davanti a sè un campo di applicazioni vastissimo, non solo in tutte le più variate forme dello *sport*, ma ancora nelle più varie manifestazioni dell'agricoltura e dell'industria.

Con questo proposito, in gran parte nuovo, il mio libro è opera di critica, di lotta e di creazione. Nè mi pare che avrei potuto affidarne il buon esito meglio che all'auspicio del di Lei nome, conosciuto in Italia tra i maggiori nell'industria, e che molti conoscono tra i più intelligenti fautori delle applicazioni sportive.

Non dubito che dal canto suo Ella accoglierà con animo benevolo l'omaggio sincero ed affettuoso che Le presento.

Milano, Agosto 1909.

Ing. EGIDIO GARUFFA

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

CAPITOLO I.

GENERALITÀ SUI MOTORI VELOCI A COMBUSTIONE

1. Importanza dei motori veloci policilindrici, a combustione. Loro applicazione nel campo industriale. — L'invenzione del motore a scoppio a grande numero di giri ed a più cilindri è stata il fondamento sul quale si è creata l'industria delle automobili, sia terrestri che nautiche, e che ha dato un notevole impulso alla navigazione aerea, coi dirigibili e cogli aeroplani.

Senza il motore policilindrico a scoppio, a grande numero di giri, funzionante con carburatori a benzina, noi non avremmo infatti assistito a quei meravigliosi progressi nei trasporti terrestri, nautici ed aerei, che hanno prodotto la grande rivoluzione nella vita civile alla quale assistiamo, e che lasciano prevedere nel futuro trasformazioni ancora maggiori.

Le applicazioni, però, essendosi quasi esclusivamente limitate al campo dello *sport*, del turismo, ed a quelli della guerra e della marina, dove l'elemento del costo di esercizio ha evidentemente una importanza secondaria, si è ritenuto che il motore stesso portasse con sè, come inscindibile, quel carattere di applicazione di lusso, estranea alle considerazioni industriali prettamente utilitarie, che era portato dalla natura prevalente e quasi unica del suo impiego.

Ma noi crediamo, e già se ne vedono i segni, che sia venuto il momento nel quale il magnifico motore, frutto di una idea quanto mai semplice e geniale, debba discendere dal piedestallo troppo alto nel quale fu collocato, e da dove i suoi benefizi si irraggiano in un circolo ristretto, per venire a prendere il suo legittimo posto nella vita delle industrie, dell'agricoltura, dei commerci, diffondendo in essa benefizi non minori di quelli dati fin qui, ed in ogni caso più immediati e più tangibili.

Questo trapasso, al quale chi scrive ritiene di avere contribuito nel modo più efficace con lunghi studi e con penose esperienze, tradotti gli uni e le altre in apparati di cui sarà cenno nel presente volume, avrà certamente la sua ripercussione sopra le applicazioni sportive e non direttamente utilitarie, in senso assai favorevole.

Fino a che il motore rimase circoscritto a quegli speciali impieghi in cui il prezzo del combustibile era indifferente o quasi, e quindi si aveva ricorso a quel tipo di combustibile (la benzina) che, malgrado l'alto prezzo, dava la trasformazione più sicura e più rapida in gas a mezzo dei carburatori, non

sarebbe stato possibile pensare che il motore veloce policilindrico, leggero, potesse vittoriosamente lottare nelle industrie coi motori a scoppio, lenti, pesanti, ma messi in moto con combustibili di prezzo assai ridotto, come i carboni fossili o i residui di petrolio. Era necessario che una radicale trasformazione nella natura del combustibile avvenisse per i motori veloci a scoppio, perchè ne fosse assicurata la vita nel campo industriale ed agricolo. Sarebbe certamente illusione il pensare per questi casi all'uso di un combustibile che eleva il prezzo del cavallo-ora a cent. 20-25, quando esso deve lottare con installazioni capaci di dare la stessa forza motrice a centesimi 2-2,5, annullandosi con questa enorme differenza ogni vantaggio derivante dalla leggerezza, regolarità, stabilità, e dal poco costo del motore.

Fortunatamente oggi le cose sono mutate; e di fianco al tipo originario classico del motore a scoppio veloce, funzionante con carburatori a benzina, sorgono altre applicazioni intese ad utilizzare combustibili liquidi di minor prezzo, fino ai petrolii pesanti, e sopratutto ad utilizzare i carboni fossili, e specialmente l'antracite trasformata in gas povero.

Codesti nuovi impieghi dei motori veloci, che noi prenderemo in esame con cura speciale, costituiscono l'argomento di novità assoluta del presente lavoro; poichè esso riferirà studi, esperienze e risultati nuovi, i quali non si sono arrestati tra le quattro pareti di un ufficio o di un laboratorio, ma hanno affrontato la sanzione sicura e severa della esperienza, sia nelle applicazioni fatte dei motori veloci a più cilindri come motori fissi, sia nelle industrie agricole come motori locomobili, sia nell'automobilismo terrestre coi carri di trasporto, sia infine nella navigazione con motori destinati alla navigazione fluviale.

Tutta una industria nuova, anzi una serie di industrie, sorge da queste applicazioni, che il risultato pratico ha sancito; applicazioni utilitarie, che corrono parallele a quelle dello *sport* e del turismo nella stessa materia; esse serviranno a far progredire l'industria dei motori veloci anche negli impieghi di lusso, campo per essi troppo modesto e nel quale oggi ne è forzatamente circoscritto l'impiego.

Queste generali considerazioni, che ci parve opportuno premettere, segnano già il terreno sul quale si svolgerà il presente lavoro; il quale, dopo aver considerato il motore veloce a scoppio o a combustione, nella sua essenza tecnica e costruttiva, i suoi principii di funzionamento, i calcoli che si riferiscono alle sue parti principali, l'effetto della molteplicità dei cilindri, le sue condizioni di equilibrio — dopo aver esaminato le forme speciali proposte per il medesimo, a seconda dei vari scopi che si sono voluti raggiungere — dopo avere preso in esame il tipo di motore a scoppio o a combustione, al quale tendono per ragioni molteplici gli inventori ed i costruttori, e cioè la turbina a gas — studierà le sue applicazioni nel campo dello *sport* e del turismo, sia terrestre che nautico ed aereo, e quelle tutte nuove nel campo delle industrie, dell'agricoltura e della navigazione.

Da questo breve cenno risulta, come dicemmo, nettamente definito lo scopo di questa nostra opera; e risulta ancora che essa non è, nè può essere, un lavoro di semplice compilazione, implicando delle caratteristiche originali, che varranno a far conoscere ed apprezzare il problema generale che si riferisce a queste macchine sotto un aspetto in gran parte nuovo.

2. Caratteristiche del motore veloce mono- e policilindrico. Suoi particolari pregi. — Frattanto, prima di entrare nel vivo dell'argomento, sarà opportuno premettere alcune generali considerazioni sopra il motore a scoppio od a combustione, a grande numero di giri ed a più cilindri.

Diciamo subito che tale motore non differisce nella sua essenza dal motore ordinario a scoppio o a combustione. Identico ne è il principio di funzionamento, identiche ne sono le fasi. Si vuole però rimproverare al medesimo un certo grado d'inferiorità rispetto al motore ordinario, lento, a lunga corsa, pel fatto di un più rapido deterioramento degli organi, derivante dall'aumento del numero dei giri. Quest'obbiezione, per verità, non si è manifestata in forma recisa, fino a quando il motore è rimasto sul terreno dello *sport;* il motore dell'automobile, il motore del dirigibile o dell'aeroplano sono stati considerati come qualcosa che stava al di fuori della pratica e delle esigenze correnti della costruzione, e pel quale le condizioni di solidità, di durata, di resistenza, non meritassero il serio esame del tecnico. Malgrado tale ingiusto apprezzamento, che faceva ritenere queste macchine come gingilli, sta il fatto che se vi è nello *châssis* di automobile, e nelle altre applicazioni congeneri, un organo la cui durata sia incomparabilmente maggiore di quella di tutti gli altri organi che vi sono uniti, questo è il motore; il quale presenta condizioni di durata, che, salvo in qualche organo di facile ricambio, non sono inferiori di molto a quelle delle macchine industriali in genere. L'obbiezione si è fatta più grave (e verrà certo a diffondersi maggiormente) il giorno in cui si è parlato di trasportare il motore dallo *sport* nelle industrie; gli interessi, che sono minacciati dalla riforma radicale nei sistemi di forza motrice in uso nelle industrie, coll'introdurvi i motori piccoli, veloci, ad uno o più cilindri, non mancheranno di adoperare quegli argomenti, anche fallaci, che possano ostacolarne il progresso; e noi sentiremo ripetere le accuse della rapidità del logoramento, della poca durata della macchina, delle maggiori resistenze passive cui dà luogo, ed infine del minor rendimento.

Nulla di meno esatto, se si ha riguardo alle condizioni pratiche in cui le nuove applicazioni devono farsi. Certamente, quando il motore policilindrico veloce passa dallo *sport* nell'industria, alcune norme devono pure osservarsi in questo passaggio. Nel motore da *sport*, nei motori destinati alla navigazione aerea, tutto è stato sacrificato al concetto della leggerezza, coll'impiego di materie speciali aventi un costo fuori dell'ordinario, spingendone anche i coefficienti di resistenza e quelli di logoramento, e cioè le pressioni specifiche, a limiti che la costruzione corrente non ha mai

azzardato; a questa necessità sfugge evidentemente nella più parte dei casi il motore industriale, pel quale si può ritornare alquanto indietro da quei confini troppo ardimentosi, poichè ne è cessata la necessità.

Ma sarebbe contrario alla verità ed all'interesse della pratica il disconoscere che l'ardimento usato nella costruzione dei motori per le automobili, pei dirigibili e gli aeroplani, non abbia stabilito la convenienza di certi materiali, la convenienza di certi metodi di lavorazione, e di conseguenza l'impiego di coefficienti e di pressioni specifiche, che a torto si sono considerati come fuori del campo della costruzione meccanica corrente. È anzi doveroso aggiungere che l'ardimento si è risolto in un notevole progresso, poichè esso ha svecchiato le norme di lavoro nelle officine metallurgiche e meccaniche, le ha svecchiate nei calcoli consuetudinari e quasi misoneistici del tecnico, non ancora abituato a certe salutari audacie.

In linea generale dunque, l'impiego del motore veloce a più cilindri negli usi industriali, mentre può legittimamente profittare di tutti i progressi, nei materiali nel lavoro e nei calcoli, che l'industria delle automobili ha fatto nascere, ha per sè il grande vantaggio di non essere costretto a toccare quei limiti esagerati di resistenza che la condizione assoluta della estrema leggerezza, ora mancante, non rende più necessari.

Ma non basta: e se noi consideriamo più attentamente il problema che ci siamo posti, altre conseguenze ci risulteranno. Le caratteristiche del motore veloce sono tre:

1° la grande riduzione della corsa e l'aumento di velocità dello stantuffo;
2° la molteplicità dei cilindri e la loro verticalità;
3° l'equilibrio perfetto nel moto alternativo degli stantuffi.

Colla prima si è voluto dare alla macchina un numero di giri elevatissimo. Notiamo subito che l'elevazione del numero di giri (1000 a 2000 al 1′) non ha impedito la regolare successione delle fasi del ciclo, e forse tale fatto ha costituito una rivelazione gradita dell'esperienza, probabilmente non prevista. Se si pensa che a 1500 giri al 1′, e cioè a 25 giri al 1″, il movimento delle valvole si ripete più di 12 volte al secondo, si rimane stupiti che questa successione rapida di movimenti sia possibile senza creare alterazioni nelle fasi del ciclo.

In sè stesso l'aumento del numero dei giri dipende da due condizioni: la diminuzione della corsa e l'aumento della velocità dello stantuffo ($n = \frac{30\,v}{s}$, n giri, v velocità di stantuffo, s corsa), ma il loro effetto è diverso. L'aumento della velocità dello stantuffo produce effettivamente, a pari dimensioni del cilindro, un aumento del lavoro utile, ma questo aumento non è eccessivo. Se consideriamo un motore di automobile che funziona a 1200 giri con corsa di 120 $^{m}/_{m}$, noi vediamo che la velocità dello stantuffo è di m. 4,80 al 1″; a 1200 giri con corsa di 140 $^{m}/_{m}$, la velocità sale a m. 5,60 al 1″. Noi vediamo dunque che le velocità, pur essendo elevate, non rappresentano

dei fatti eccezionali rispetto a quelle in uso nei motori ordinari ad esplosione, ove, in buone condizioni di lavoro, si toccano i 4 a 5 m. al 1″. Ma la grande velocità ha pure dei notevoli vantaggi, non ultimo quello termico di scemare l'effetto degli scambi di calore delle pareti, migliorando il rendimento economico. Essa impone per le valvole di ammissione e di scarico delle misure alquanto superiori, onde evitare il pericolo di depressioni interne nel cilindro all'aspirazione, e di resistenze eccessive allo scarico; ma, viceversa, rende minori le fughe traverso lo stantuffo, che diminuiscono assai, nelle macchine troppo lente, il rendimento del motore.

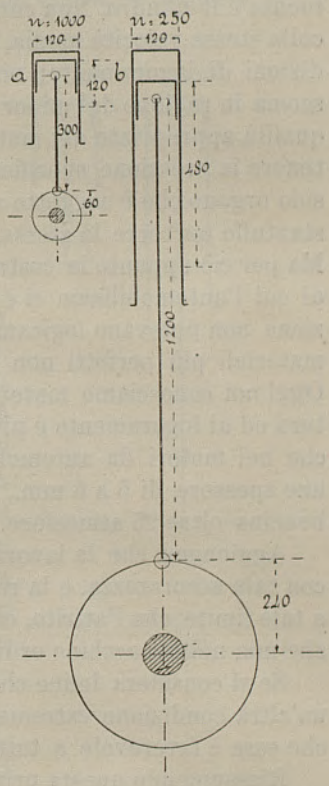


Fig. 1.

È vero che l'aumento di velocità, a parità di corsa, rende maggiore il lavoro di attrito dello stantuffo sul cilindro e può accrescere il logoramento, ma l'aumento lieve di velocità media che abbiamo constatato potrà essere facilmente combattuto in tale temuto effetto col dare, in proporzione, una maggiore lunghezza allo stantuffo, e coll'uso di materiali sfreganti più resistenti al consumo.

L'aumento del numero dei giri, come prodotto della diminuzione di corsa, ha effetti alquanto diversi. Purchè la cilindrata sia eguale ed eguale la compressione, noi non abbiamo, in linea teorica, aumento di lavoro utile, pel fatto che questa cilindrata sia generata da uno stantuffo a lunga corsa e a pochi giri, piuttosto che da uno stantuffo a breve corsa e a molti giri, sempre che il diametro sia costante; sebbene debbasi osservare che la minor intensità degli scambi di calore a breve corsa e le minori fughe conferiscano indirettamente a migliorare il rendimento termico e ad aumentare il lavoro. Ma il vantaggio precipuo della breve corsa sta nella diminuzione delle dimensioni dell'intera macchina e del suo peso, per cui riceve per essa la sua migliore soluzione il problema commerciale della concorrenza.

Si può avere idea manifesta di quanto affermiamo se si considerano le due macchine di pari forza della fig. 1, *a*, *b*; l'una (*a*), rappresentante il funzionamento a 1000 giri e l'altra (*b*) a 250 giri, a pari diametro, a pari compressione, a pari rapporto tra il raggio di manovella e la lunghezza della biella, per avere un concetto del notevole aumento di misure e di peso che ha la motrice lenta di egual forza rispetto a quella veloce, non senza notare che le condizioni termiche di funzionamento sono peggiori

per la motrice più pesante e più voluminosa, pur ritenendo eguale fra le due la velocità dello stantuffo.

Ma saranno eguali le condizioni di durata? E qui ritorniamo all'obbiezione che già è stata fatta..... Or bene, possiamo rispondere subito che l'unico organo il quale abbia peggiorato le sue condizioni di funzionamento è il cilindro. Non certamente lo stantuffo, il quale è sempre in moto colla stessa velocità media, e che non subisce cambiamenti nelle sue condizioni di logoramento; non l'albero motore, poichè se il suo diametro scema in ragione del minor momento di torsione, è facile provvedere con qualità appropriate dei materiali e sufficiente lunghezza dei cuscini a mantenere la pressione specifica logorante nei limiti della pratica moderna. Il solo organo che è soggetto a logoramento maggiore è il cilindro, perchè lo stantuffo percorre la stessa zona del medesimo con maggiore frequenza. Ma per ciò appunto la costruzione deve valersi dei progressi nei materiali di cui l'automobilismo ci è stato apportatore, e le nuove forme di costruzione non potevano logicamente venire prima che le conquiste sull'uso di materiali più perfetti non fossero definitivamente acquisite alla pratica. Oggi noi conosciamo materie di ghisa tali, che la loro resistenza alla rottura ed al logoramento è più che tripla di quella delle ghise comuni, tanto che nei motori da automobili ed aeroplani sono in azione cilindri aventi uno spessore di 5 a 6 mm., funzionanti sotto la pressione esplosiva della benzina oltre 25 atmosfere.

Aggiungasi che la lavorazione moderna di questi piccoli cilindri è fatta con tale accuratezza, e la rettifica a smeriglio delle loro superfici è spinta a tale limite, che l'attrito, causa precipua del logoramento, è molto minore che non nelle macchine ordinarie a lunga corsa.

Se si considera infine che in queste motrici il cilindro è verticale, si ha un'altra condizione estremamente favorevole alla durata, nel modo stesso che essa è favorevole a tutta la semplicità del congegno di distribuzione.

Riassumendo questa prima parte, noi vediamo che nelle macchine velocissime a grande numero di giri, l'obbiezione relativa alla durata non può riguardare che il solo cilindro, contro la quale la tecnica provvede ormai vittoriosamente. Ma l'obbiezione perde ancor più di valore, anche coll'impiego di cilindri in ghisa di qualità non eccezionali, se si parte dal concetto che il passaggio del motore velocissimo dal campo sportivo al campo industriale debba avvenire con una riduzione conveniente nel numero dei giri, che, pur conservandogli il carattere di macchina veloce, non costringa a ricorrere a materie prime eccezionali per rispetto al logoramento. Se riteniamo velocissimo il motore d'automobile a 1200 giri, sarà pur sempre veloce il motore industriale a 600-800 giri, ma la condizione caratteristica del cilindro sarà sensibilmente migliorata anche con materiali non speciali.

I ragionamenti da noi fatti sin qui si integrano ed acquistano maggior valore procedendo a considerare l'altra condizione essenziale della molteplicità dei cilindri e dell'equilibrio perfetto del loro movimento.

La molteplicità dei cilindri ha lo scopo di frazionare su più cilindri di piccole dimensioni il lavoro che può essere fornito da un cilindro unico di grandi dimensioni. Nel ciclo dei motori a gas ad esplosione il frazionamento logico è quello che corrisponde al numero delle fasi del ciclo, e cioè a 4 fasi; quindi la sostituzione di 4 cilindri ad un cilindro solo. Potrebbe sembrare *a priori* che tale sostituzione non sia logica, se si pensa che il cilindro unico, atto a sostituire i 4 cilindri, a parità delle altre misure, avrebbe all'incirca un diametro doppio soltanto di quello di uno dei cilindri componenti la serie. Ma le cose non sono così, tanto più se si considera che, alla molteplicità dei cilindri, si accoppia l'altra caratteristica dell'aumento del numero dei giri.

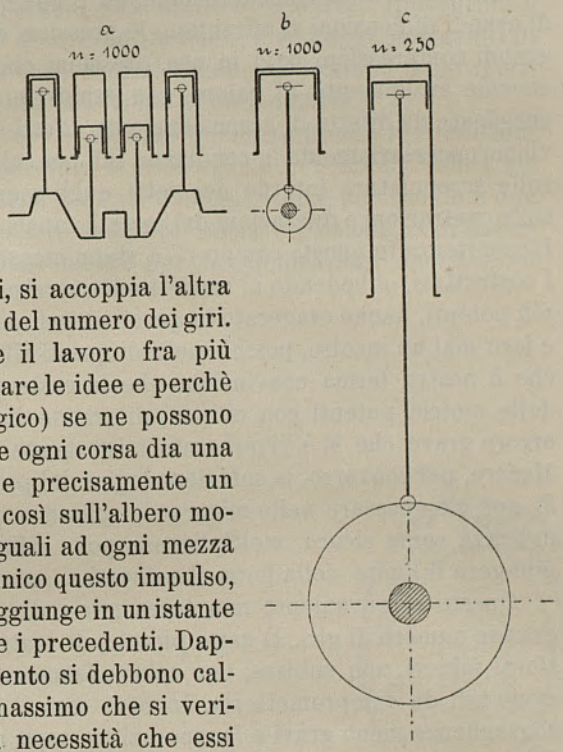


Fig. 2.

Infatti, col suddividere il lavoro fra più cilindri (mettiamo 4 per fissare le idee e perchè è questo il numero più logico) se ne possono spostare le fasi in modo che ogni corsa dia una certa quantità di lavoro e precisamente un quarto del totale. Si avrà così sull'albero motore una serie di impulsi eguali ad ogni mezza corsa, mentre col cilindro unico questo impulso, pure unico ogni due giri, raggiunge in un istante l'intensità di quattro volte i precedenti. Dappoichè gli organi in movimento si debbono calcolare in base allo sforzo massimo che si verifica nel ciclo, ne viene di necessità che essi acquistano tutti delle dimensioni esagerate, aumentando notevolmente il peso della macchina. È evidente che le piccole esplosioni ripetute successivamente possono essere più vantaggiose alla conservazione del motore, che non le esplosioni potenti, che si ripetono a più lunghi intervalli e che per tale ragione agiscono più facilmente in forma di urto.

Tutto ciò indipendentemente dalla maggiore regolarità del movimento pur consentendo grande riduzione nel peso del volano. Aggiungasi ancora che non sarebbe possibile dare a macchine aventi grandi cilindri un esagerato numero di giri, alterando quelle ordinarie proporzioni tra corsa e diametro, che la pratica ha stabilito; onde conservando il cilindro unico per le forze elevate, si sarebbe poi costretti ad abbandonare il pensiero di ricorrere al grande numero di giri. I tre tipi rappresentati nella figura 2, *a*, *b*, *c*, dànno, per macchine di pari potenza, i rapporti

rispettivi grafici di dimensione, secondo che si consideri il tipo di 4 cilindri con 1000 giri, quello ad unico cilindro con 1000 giri e quello ad unico cilindro con 250 giri. Le proporzioni in iscala della figura dànno idea della grande differenza nelle dimensioni e nel peso a tutto favore del motore quadricilindrico, posto che il tipo mediano (monocilindrico a 1000 giri) non sarebbe praticamente attuabile.

Ma vi è un'altra considerazione; ed è che quando con un cilindro unico di grandi dimensioni si affrontano le pressioni esplosive che derivano dalle grandi compressioni oggi in uso, pressioni che sono accompagnate da un enorme svolgimento di calore, con esplosioni che possono essere anche anticipate da difetto di accensione o da difetti interni di fusione, noi ci troviamo necessariamente in condizioni tali per cui ogni sicurezza sulla durata, sulle screpolature interne dei getti, sugli scoppi improvvisi del cilindro, sulle contrazioni e dilatazioni dei metalli capaci di provocarli, ci abbandona. L'esperienza in questo campo ci è stata maestra, e duramente, più volte. I costruttori, obbedendo al concetto di avere motrici ad esplosione sempre più potenti, hanno esagerato in questi ultimi anni le dimensioni dei cilindri, e loro mal ne incolse, poichè molti di questi cilindri sono scoppiati. Tanto che è nostra ferma convinzione che la costruzione, seguendo l'indirizzo delle motrici potenti con cilindri di grande diametro, abbia commesso un errore grave che si è riverberato tristamente sull'avvenire dell'industria. Mentre, per converso, la soluzione logica del problema sarebbe stata quella di non oltrepassare nelle misure del cilindro quel limite che l'esperienza indicava come sicuro, moltiplicando poi i cilindri, a 4, a 8, a 16, per raggiungere il limite della forza che dovevasi generare.

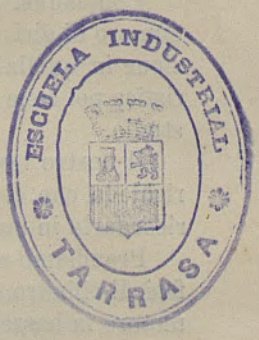
Questo inconveniente non tocca per nulla la motrice policilindrica a grande numero di giri. Il getto piccolo, di materia speciale, sollecitato da sforzi minori, non subisce, per calore, fenomeni di dilatazione e deformazione tali da comprometterlo. In ogni caso il pericolo è minore assai, le conseguenze meno gravi e la riparazione assai agevole. E di ciò è prova il fatto che nelle motrici di automobili la circolazione d'acqua è fatta nella camicia a temperatura assai maggiore che non nelle motrici fisse lente (a circa 80°-90°), contribuendo così in misura non lieve al buon rendimento di queste macchine.

Le quali, se cogli stantuffi e le manovelle scientificamente calcolate e disposte, in modo da realizzare le più perfette condizioni di equilibrio, presentano anche il grandissimo vantaggio di una regolarità e dolcezza di movimenti, pur sviluppando forze rilevanti, da non generare sforzi sensibili sugli appoggi su cui riposano; per modo che, se impiegate come locomobili, esse non daranno allo *châssis* che le sostiene scosse apprezzabili, se impiegate come motori fissi potranno rendere minima la solidità degli appoggi.

Concludendo questo cenno generale noi crediamo di avere sufficientemente dimostrato che non soltanto per l'automobilismo o per le applicazioni

sportive o di lusso, ma ancora per le applicazioni industriali e analoghe il motore a più cilindri ed a grande numero di giri offre grandissimi vantaggi. Riduzione enorme di peso, maggiore sicurezza di funzionamento, stabilità del movimento, organi di costruzione più semplice e di durata più sicura in ragione degli sforzi cui sono soggetti, regolarità di moto, economia di combustibile maggiore che nei motori monocilindrici di pari forza, durata sufficiente di tutti gli organi colla scelta di materiali appropriati e di un appropriato numero di giri: ecco riassunti i vantaggi innegabili di questo motore, che dopo aver reso enormi benefici nel campo dello *sport*, non minori è destinato a recarne nel campo delle industrie.

Scopo di questo nostro lavoro è appunto quello di fissare le condizioni tecniche più precise per il calcolo e la costruzione dei motori veloci, sia pel tipo ordinario ad esplosione a quattro tempi, come per quello a due tempi, sia pel tipo a combustione semplice senza esplosione, e di determinarne le condizioni più convenienti per le applicazioni sportive ed utilitarie.



CAPITOLO II.

I MOTORI VELOCI AD ESPLOSIONE A QUATTRO TEMPI

1. **Analisi del funzionamento dei motori a quattro tempi.** — Il tipo di motore a combustione più in uso nelle automobili e nelle applicazioni congeneri è il motore ad esplosione a quattro tempi. I tentativi fatti per sostituirvi altro tipo di motore, e precisamente il motore a due tempi o il motore funzionante sul ciclo Diesel, non hanno dato sin qui, pel primo che risultati parziali, mentre pel secondo non furono ancora iniziati anzi ci troviamo ancora in un periodo di preparazione e di studio.

Una tendenza, e manifesta, a favore del motore a due tempi esiste indubbiamente; e i risultati delle prove fatte sembrano favorirla, sebbene la lentezza colla quale il motore ha preso posto nelle applicazioni lasci presumere l'esistenza di inconvenienti e difficoltà atti a diminuire il pregio della sua geniale concezione.

Comunque, dopo aver esaminato il motore a quattro fasi a grande numero di giri, studieremo anche questi tipi di motrici, per la loro applicazione in quella stessa forma di motori velocissimi, che è ormai caratteristica pel ciclo a quattro fasi, e che è l'argomento specializzato del nostro studio.

Il nostro lavoro, rivolgendosi a chi è già cognito dell'argomento, non richiede che ci diffondiamo sulle cognizioni fondamentali, altro che per ricordarle in modo molto sommario.

Prendiamo ora a considerare un unico cilindro funzionante a quattro fasi. Il cilindro, come è noto, è verticale, col coperchio in alto e coll'albero motore in basso, giusta la disposizione della fig. 3, che rappresenta le due posizioni caratteristiche dello stantuffo nel ciclo, in cui le valvole sono soggette al comando della distribuzione. P è lo stantuffo, C il cilindro, B la biella, M la manovella, V il volano. L'albero motore, colle ruote dentate cilindriche x, y, y, nel rapporto $1/2$, comanda gli alberi distributori D D', i quali agiscono colle rispettive camme sugli steli della valvola di aspirazione a da un lato, di scarico b dall'altro.

Salvo la disposizione delle valvole, se cioè collocate come nello schizzo, simmetriche rispetto all'asse del cilindro, o disposte entrambe dalla stessa parte, nel qual caso l'albero di distribuzione è unico, o disposte una sul fianco (quella di scarico), l'altra sul coperchio (quella di ammissione), è questa ormai la disposizione schematica classica del motore a corsa breve ed a grande numero di giri.

Le quattro fasi si susseguono così:

1ª *fase* (fig. 3[1]). *Aspirazione della miscela gasosa.* — Lo stantuffo P parte dal punto morto in alto verso il basso; la valvola di aspirazione *a* si apre, e la miscela gasosa, per effetto della depressione che si produce nel cilindro, viene a riempirlo, fino a quando lo stantuffo ha compiuto l'intera corsa.

2ª *fase. Compressione della miscela gasosa.* — Arrivato lo stantuffo al punto morto in basso, esso compie la seconda corsa ritornando all'alto;

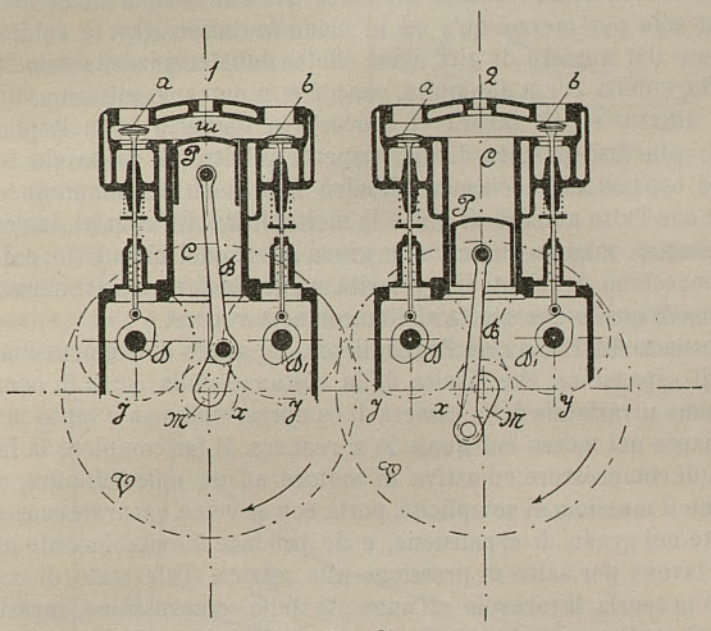


Fig. 3.

le valvole *a*, *b* restano chiuse, e la miscela si comprime nella capacità superiore libera *m*, che si trova al di là dello stantuffo quando questo è giunto nella posizione più alta, capacità che denominasi *camera di compressione.*

3ª *fase. Esplosione ed espansione.* — Arrivato lo stantuffo P nuovamente nel suo punto morto superiore, si provoca, con scintilla elettrica, la esplosione della miscela (combustione sotto volume costante), la quale, in virtù della pressione acquisita, spinge avanti lo stantuffo, provocando così l'espansione dei gas e la graduale diminuzione di pressione; la quale, al termine di corsa, si sarà abbassata sensibilmente, sì da portarsi più o meno vicino alla pressione atmosferica. In questa terza fase le valvole restano chiuse. Lo stantuffo ha così compiuto tre corse e la motrice un giro e mezzo.

4ª *fase* (fig. 3[2]). *Scarico.* — A questo punto si apre, sotto il comando della rispettiva camma, la valvola di scarico *b*, e lo stantuffo P risale alla posizione iniziale, espellendo nell'atmosfera i gas combusti.

Così il ciclo è compiuto nel periodo di quattro corse di stantuffo, o in due giri dell'albero motore; ogni valvola è azionata dalla rispettiva camma, soltanto per una delle quattro fasi; nelle altre tre è in riposo.

Questo lo schema generale del ciclo Otto; le sue caratteristiche principali sono due: 1° *l'impulso motore unico per mezzo giro, ogni due giri del motore;* 2° *il grado di compressione eguale al grado di espansione.*

L'uno e l'altro stabiliscono due difetti fondamentali del ciclo stesso, e precisamente il primo un difetto di regolarità, in quanto, mentre si deve ritenere la resistenza costante nel corso dei due giri, la forza motrice si esercita solo per mezzo giro ed in modo variabile. Ora è evidente che l'aumento del numero di giri, come effetto della accresciuta velocità dello stantuffo, o della corsa diminuita, concorre in notevole misura a diminuire questo difetto, e più ancora vi concorre a toglierlo la molteplicità dei cilindri, colle fasi spostate di uno rispetto all'altro, in modo che le esplosioni ed espansioni di ciascun cilindro non sieno contemporanee. Ecco dunque che l'alto numero di giri e la molteplicità dei cilindri, logicamente fino a quattro, tolgono di mezzo un grave difetto del ciclo Otto, e dànno a queste macchine, deficienti di regolarità, un grado di regolarità elevatissimo, maggiore di quello che spetta alle macchine a vapore.

Il secondo difetto, e cioè l'eguaglianza del grado di compressione e del grado di espansione, che risulta dalla costanza della corsa in ogni fase e dal volume invariabile della camera di compressione, non è tanto insito nel ciclo quanto nel mezzo col quale lo si realizza. Il far compiere la funzione passiva di compressore ed attiva di motore ad un unico cilindro, con che si ottiene il massimo di semplicità, porta con sè come naturale conseguenza un limite nel grado di espansione, e ciò produce inevitabilmente una perdita di lavoro per salto di pressione allo scarico. Tale stato di cose non sarebbe in teoria favorevole all'aumento della compressione, massimo dei progressi realizzato nei motori a gas, se tale aumento non portasse con sè vantaggi così notevoli, da compensare largamente la maggior perdita derivante dall'espansione incompleta.

Ma questo argomento sarà esaminato in seguito. Ora importa ben fissare il concetto dell'eguaglianza dei due gradi — di compressione e di espansione — il quale è estremamente favorevole alla semplicità della macchina; per modo che tutti i tentativi fatti per togliere questo vincolo condussero a disposizioni meccaniche che la pratica ha scartato, e che comunque non trovarono mai applicazione nelle macchine a grande velocità e grande numero di giri, di cui ci occupiamo.

Una sola disposizione rimase, che è veramente semplice e geniale, la quale costituisce il mezzo di regolazione dei motori di tale specie; e di essa ci occuperemo in seguito.

2. Diagrammi teorici e reali del motore a quattro tempi. — Dal modo di lavoro specificato risulta anche quale è la forma del diagramma teorico

del motore a quattro tempi, riferito ai due assi: dei volumi (o delle corse) $o\,v$ e delle pressioni $o\,p$ (fig. 4). Il tratto $o\,v_1$ rappresenta la camera di compressione, il tratto $o\,v_2 - o\,v_1$ il volume generato nella corsa (la cilindrata). La linea 1 1 è quella dell'atmosfera. Le quattro fasi sono appunto sul diagramma le seguenti:

a b linea di aspirazione, leggermente al di sotto dell'atmosfera;

b d linea di compressione;

d e linea di esplosione, alla quale sussegue la *e c* di espansione;

b a linea dello scarico, leggermente al di sopra della linea atmosferica.

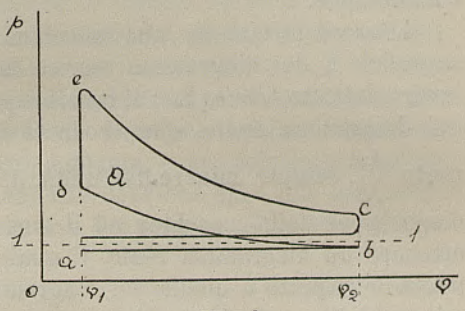


Fig. 4.

Essendo l'espansione incompleta, il termine di questa fase è accompagnato dalla caduta di pressione *c b* corrispondente all'apertura dello scarico.

In realtà, come è facile concepire, i diagrammi tracciati coll'indicatore non presentano forma così regolare; ma le differenze non sono molto grandi

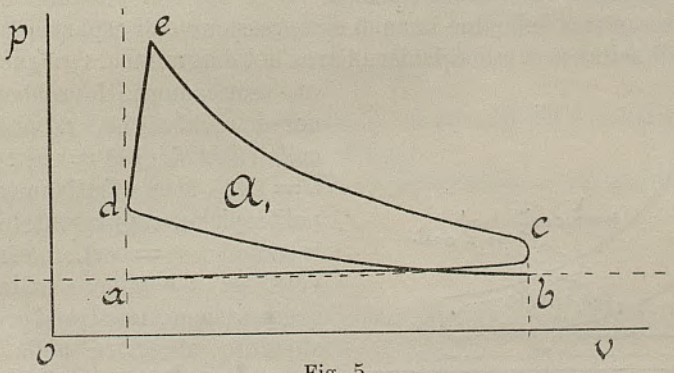


Fig. 5.

e sono giustificate dalle condizioni di funzionamento della macchina e da quelle di registrazione della distribuzione. Parliamo naturalmente dei diagrammi pratici ma regolari; non di quelli che sono soggetti ad influenze perturbatrici.

I diagrammi reali prendono la forma della figura 5. Una linea di aspirazione *a b*, che si mantiene partendo da *a* leggermente al di sotto della pressione atmosferica; la linea di compressione *b d*; quella di esplosione *d e*, raramente parallela all'asse *p*, il più spesso leggermente inclinata, pel tempo infinitesimo richiesto alla propagazione della fiamma; quella di espansione *e c*, deformata nell'ultimo tratto, per l'anticipata apertura dello

scarico, in modo da ottenere una discesa più rapida della pressione verso la pressione di scarico; infine la linea di scarico $c\,a$, che si mantiene fino ad a alquanto più elevata su quella della pressione atmosferica, in ragione della resistenza che si deve vincere per espellere nell'atmosfera i prodotti di combustione.

Il *lavoro* fornito da una macchina in un ciclo è proporzionale alla superficie A del diagramma teorico, la quale superficie dà la misura del lavoro indicato *teorico* L_{it}; il lavoro è pure proporzionale alla superficie A_1 del diagramma reale, che ci dà il lavoro indicato reale L_{ir}. Il rapporto $\frac{A_1}{A}$, sempre minore dell'unità, dà la misura del modo col quale la disposizione della macchina ed il modo di funzionamento permettono di ottenere un diagramma reale, il quale dovrebbe avere la massima area possibile rispetto a quella del diagramma teorico; questo rapporto dà la misura della *perfezione del diagramma.*

Quando noi procediamo alla calcolazione di un motore, lo scopo può esser duplice: o determinarne le dimensioni per sviluppare una data forza motrice, o determinare la forza sviluppata per date dimensioni. In ogni caso noi ci riferiamo sempre ad un diagramma teorico e quindi alla determinazione della sua area di lavoro A. Ma non sarebbe possibile, con elementi positivi, far questa calcolazione se noi non possiamo definire la natura geometrica delle due linee di compressione e di espansione $b\,d$ e $c\,e$. colle quali soltanto si può calcolare l'area del diagramma. Ora queste linee, che teoricamente dovrebbero essere curve adiabatiche, rappresentabili colle relazioni $pv^k = \text{cost.}$ (essendo $k = 1{,}41$), sono effettivamente linee politropiche, rappresentabili con le relazioni $pv^x = \text{cost.}$, x essendo diverso da k e minore nella fase di compressione, mentre d'ordinario è alquanto maggiore nella fase di espansione. Ciò deriva dal fatto degli scambi di calore, che avvengono nelle varie fasi, e specie nelle due fasi di compressione ed espansione, tra le pareti del cilindro e il fluido gasoso in azione, e da altri fenomeni che modificano nella pratica il risultato della teoria. In ogni modo, se facciamo astrazione dalle differenze che presentano le linee di aspirazione e di evacuazione rispetto alla linea atmosferica, differenze che dipendono da ragioni puramente meccaniche e non termiche, la differenza dei due diagrammi può mettersi in evidenza colla loro sovrapposizione, nel modo che indica la figura 6, ove le linee piene rappresentano il diagramma teorico, e quelle punteggiate il diagramma reale. Le due linee politropiche ($x' = 1{,}45$ a $1{,}50$, $x'' = 1{,}25$ a $1{,}35$, secondo

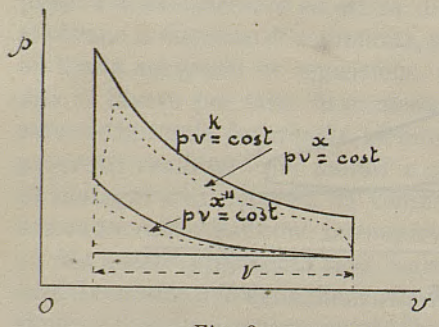


Fig. 6.

i casi) hanno andamento diverso da quello delle linee adiabatiche ($k = 1{,}41$). Sembrerebbe che tale fatto, certo dannoso per la linea di espansione, possa costituire un vantaggio per la linea di compressione, come quello che contribuisce ad aumentare l'area del diagramma; ma è un vantaggio apparente, poichè la pressione di compressione ne risulta scemata, e con essa la pressione esplosiva, elemento fondamentale dal quale risulta tutto il lavoro del ciclo ed il suo rendimento.

Premesse queste considerazioni generali, entriamo ad esaminare più intimamente il ciclo della macchina ad esplosione per dedurne il suo rendimento, le condizioni termiche di funzionamento, e per calcolare il lavoro che se ne può ottenere, o le dimensioni che conviene dare alle sue parti; il tutto con particolare riguardo alla natura del motore veloce che ci proponiamo di esaminare.

3. Rendimento. Grado di compressione. — La differenza da noi constatata tra i due diagrammi, teorico e reale, non è il solo elemento che differisca il rendimento teorico del motore dal rendimento pratico. Per avere un concetto esatto del rendimento totale procediamo come appresso.

Supponiamo che sia nota la pressione media utile p (chg. per mq.) del diagramma reale; per modo che il lavoro fornito dal diagramma reale (e cioè il lavoro ogni due giri), se V è il volume generato dallo stantuffo in una corsa (mc.), è rappresentato da:

$$L = p \,.\, V \text{ chgmetri}$$

(se p fosse espresso in chg. per cmq., come si usa talvolta, l'espressione prenderebbe la forma $L = 10000\, p \,.\, V$ chgm.).

Questa espressione, se si tiene conto del diametro d (in m.) del cilindro e della corsa s (in m.), diviene:

$$L = p \,.\, \frac{\pi d^2}{4} \,.\, s.$$

Il valore termico corrispondente, indicando con E l'equivalente termico del lavoro (1 caloria = 425 chgmetri), sarà dato da:

$$\frac{L}{E} = Q = \frac{p\,V}{425} = 0{,}234\, p \,.\, V.$$

Per ottenere il lavoro indicato N_i in cavalli, ad n giri al minuto, si ha l'espressione:

$$75\, N_i = \frac{p \,.\, V \,.\, 2n}{4 \,.\, 60} = \frac{p \,.\, \frac{\pi d^2}{4} \,.\, s \,.\, 2n}{4 \,.\, 60}.$$

Di qui ottiensi anche V, volume della cilindrata necessaria per generare il lavoro N_i e cioè:

$$V = \frac{4 \,.\, 60 \,.\, 75\, N_i}{2\, n\, p} = \frac{9000 \,.\, N_i}{n\, p}.$$

Se il motore consuma C chg. di combustibile all'ora, avente il potere calorifico di P calorìe per chg., la spesa reale di calore per corsa è:

$$Q_1 = \frac{2\,C\,P}{60\,n} = \frac{C\,P}{30\,.\,n}$$

e il lavoro corrispondente $L_1 = \frac{425\,.\,C\,P}{30\,.\,n}$.

Il rendimento termico indicato η_i sarà il rapporto

$$\eta_i = \frac{3600\,.\,75\,.\,N_i}{425\,.\,C\,P} = \frac{635\,N_i}{C\,P}.$$

Per i calcoli di confronto questa espressione può bastare. Effettivamente però il denominatore dovrebbe essere ridotto nel rapporto $\left(1 - \frac{T_1}{T}\right)$ essendo T e T_1 le temperature assolute estreme del ciclo del motore (T_1 temp. di scarico e T temp. di esplosione), in quanto il ciclo perfetto non permette, nel caso più favorevole, che la utilizzazione di calorìe

$$425\,C\,P\left(1 - \frac{T_1}{T}\right),$$

onde η_1 diviene

$$\eta_1 = \frac{635\,.\,N_i}{C\,P\left(1 - \frac{T_1}{T}\right)}.$$

Questo coefficiente di rendimento termico η_1 è il prodotto di due quantità, una η_t che esprime il rendimento termico del ciclo teorico, l'altra η_q che dà il grado di qualità della combustione, e cioè il grado di perfezione del ciclo. Che se poi si considera anche il rendimento organico η_o, cioè la perdita che il lavoro indicato N_i subisce per divenire lavoro effettivo, e cioè N_c, essendo la differenza $N_i - N_c$ data dal lavoro assorbito dalle resistenze passive, si avrà il rendimento economico totale della macchina η_c col prodotto

$$\eta_c = \eta_1\,\eta_o = \eta_t\,\eta_q\,\eta_o$$

e avuto riguardo al rendimento in base al consumo di calore per rispetto al lavoro effettivo η_c, si ha il valore:

$$\eta^1{}_c = \frac{635\,N_c}{C\,P}.$$

Anche qui, come osservammo, il coefficiente $\eta^1{}_c$, rispetto al ciclo di massimo rendimento, avrebbe l'espressione:

$$\eta^1{}_c = \frac{635\,N_c}{C\,P\left(1 - \frac{T_1}{T}\right)}.$$

Nella pratica noi troviamo che:

$$\left.\begin{array}{l}\eta_t = 0{,}40 \sim 0{,}50 \\ \eta_q = 0{,}70 \sim 0{,}80 \\ \eta_o = 0{,}75 \sim 0{,}85.\end{array}\right\} \eta_t \cdot \eta_q = \eta_l = 0{,}28 \sim 0{,}40$$

Sicchè η_c varia da 0,21 a 0,34 e la perdita di energia varia da 0,79 a 0,66 del calore di combustione. Noi vedremo che i singoli valori dei coefficienti si presentano favorevoli alle macchine veloci a grande numero di giri ed a più cilindri, per considerazioni che hanno ad un tempo carattere pratico e teorico.

Nelle macchine ad esplosione (combustione a volume costante) a quattro fasi il valore di η_t è espresso dalla relazione:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{e^{k-1}} = 1 - e^{1-k}$$

(v. la nostra opera *Macchine motrici ed operatrici a fluido*), nella quale e è il grado di compressione, eguale per queste macchine al grado di espansione, e k è il rapporto fra i calori specifici a pressione costante c_p, ed a volume costante c_v, cioè $k = \frac{c_p}{c_v}$ (= 1,41).

Il che ha permesso di stabilire la legge fondamentale, che è stata la origine del progresso effettuato nei motori a gas, e che si esprime così:

« Il rendimento termico del motore ad esplosione aumenta col crescere « del rapporto e, e cioè colla pressione di compressione; aumenta inoltre, « sebbene l'influenza ne sia assai minore, col rapporto k dei calori specifici. « Ne risulta la convenienza di pressioni di compressione elevate e di miscele « capaci del massimo valore di k. L'aumento di k si ottiene col rendere « povere le miscele, onde se ne conclude che il rendimento termico cresce « col *far funzionare i motori con miscele povere fortemente compresse* ».

Benchè nel funzionamento dei motori entri in giuoco una serie di fenomeni assai complessi, pure il fatto del miglioramento del rendimento termico indicato, per effetto del semplice aumento di compressione, ha avuto la piena sanzione della pratica. E questo perchè la compressione elevata ha esercitato indirettamente altri vantaggi di carattere pratico, come l'aumento della temperatura prima dell'accensione, la maggior infiammabilità della miscela, la riduzione della camera di compressione e quindi della sua superficie di raffreddamento, e la diminuzione dell'effetto dannoso esercitato sulla nuova carica dai residui gasosi. Tutto ciò si risolve nel rendere la carica più infiammabile e nel disperdere minor calore per l'acqua refrigerante. E tutti questi vantaggi in più del puro vantaggio teorico dell'alta compressione.

In teoria dunque si dovrebbe salire a compressioni elevatissime, fino al limite dell'accensione spontanea della miscela. Ma già risulta che benchè il valore di η_t cresca con e, pure tale accrescimento segue una legge decrescente, tanto che oltre le 15-20 atmosfere di compressione diviene poco

sensibile. Nella pratica però è il valore η_c, cioè il prodotto $\eta_t\ \eta_q\ \eta_o$, che importa considerare. Il valore di η_q subisce poca influenza per le variazioni della compressione; ma ne subisce invece uno sensibile η_o, e cioè, col crescere della compressione, il rendimento organico scema tanto che oltre le 11-12 atmosfere il prodotto $\eta_t\ \eta_o$ tende a diminuire.

Di fronte a questi fatti come si comportano i motori a più cilindri a grande velocità rispetto ai motori ordinari?

Il problema riflette principalmente il rendimento organico η_o; or questo coefficiente è dato dalla relazione $\eta_o = N_c : N_i$; e se alla forza in cavalli sostituiamo le pressioni medie indicate ed effettive, si ha: $\eta_o = p_e : p_i$. Ora, se p_r è la pressione media corrispondente alle resistenze di attrito, sarà ancora:

$$\eta_o = \frac{p_i - p_r}{p_i}.$$

È evidente che il valore di p_r cresce colla compressione; ma tale aumento, del resto non eccessivo (si ritiene $p_r = \alpha \sqrt{p_c}$ espresso in chg. p. cmq., ove p_c è la pressione di compressione ed α una cost. variabile da 2,2 a 2,6), non influisce su η_o se p_i cresce pure in modo che il rapporto si mantenga costante.

Ne risulta che l'aumento di compressione diviene inutile, anzi dannoso, se è possibile soltanto (e ne può esser causa l'anticipo dell'accensione spontanea), a spese di p_i.

Ma queste considerazioni provano che essendo p_r in migliori condizioni nei motori piccoli, e potendo a questi darsi senza pericolo compressioni maggiori, il che porta all'aumento di p_i, anche pel fatto della minor sottrazione di calore fatta dall'acqua in circolazione, questi piccoli motori a più cilindri si trovano in condizione da dare un rendimento η_o maggiore dei grandi motori monocilindrici. Che il valore di p_r, e in genere del rendimento organico, sia assai favorevole nelle piccole motrici noi confermeremo in apposito paragrafo.

Comunque è certo che se nei motori ordinari a gas povero il massimo di compressione tocca ora le 11-12 atmosfere, nè colle dimensioni che essi hanno, colle temperature più elevate che si sviluppano, colle deformazioni che ne conseguono, è possibile salire più in là, il motore composto di piccole unità si trova in condizioni assai migliori per arrivare al massimo grado di compressione; ciò perchè esso tollera e resiste a pressioni maggiori ed a temperature maggiori, ed è meno soggetto a deformazioni, mentre la piccolezza degli organi in moto e la esatta lavorazione delle sue parti assicurano un miglioramento nelle condizioni del rendimento organico.

4. Grado di perfezione del ciclo: esame delle singole fasi del medesimo in riguardo ai motori veloci. — Lo studio del secondo coefficiente η_q, e cioè della perfezione del ciclo, risulta dal considerarne singolarmente le singole fasi.

1. *Corsa di aspirazione* (fig. 7). — Al principio di tale fase la camera di compressione è riempita da V_c mc. di residui gasosi di peso G_r, alla temperatura T^c_r ed alla pressione p_r; durante la fase di aspirazione V_h si aspira peso G_m di gas, talchè il peso di gas che occupa il cilindro alla fine di corsa sarà $G_r + G_m$.

Posto che le costanti dei due gas sieno eguali, malgrado la loro diversa natura, noi avremo alla fine di corsa:

$$G_r + G_m = \frac{V p_a}{T_a R}.$$

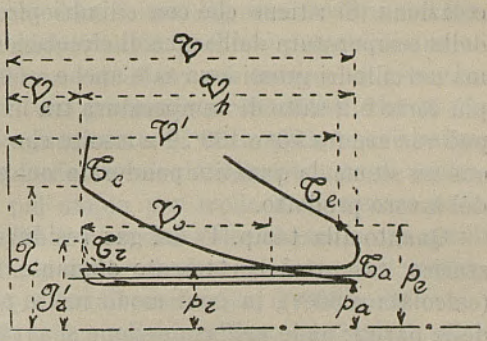


Fig. 7.

Se p_a è la pressione di aspirazione in chg. per mq., e η_v è il coefficiente volumetrico dell'aspirazione effettiva sarà:

$$\frac{V p_a}{T_a R} = \frac{V_c p_r}{T_r R} + \frac{\eta_v \cdot V_h \, 10.330}{T_m R},$$

e il volume di miscela realmente aspirato V^1_h sarà $\eta_v V_h$, cioè:

$$\eta_v = \frac{\left(\frac{V p_a}{T_a} - \frac{V_c p_r}{T_r}\right)\frac{T_m}{10.330}}{V_h} = \frac{e p_a}{T_a} - \frac{p_r}{T_r} \cdot \frac{T_m}{(e-1) \cdot 10.330};$$

e essendo il grado di compressione. I valori di p_r e p_a dipendono dalle resistenze alla espulsione ed alla aspirazione. T_r dipende dalla temperatura di scarico e da quella dell'acqua refrigerante; T_a dipende da e e dal grado di raffreddamento. Quanto a T_m sarà eguale a 273° più la temperatura ambiente; posto $T_m = 290°$, sarà

$$\frac{T_m}{10.330} = 0{,}028;$$

si ha anche

$$T_a = \frac{V p_a \cdot 0{,}028}{\eta_v V_h + \frac{V_c p_r \cdot 0{,}028}{T_r}}$$

e trascurando nell'espressione il valore di η_v ottiensi

$$T_a = \frac{e p_a \, 0{,}028}{e - 1 + 0:028 \frac{p_r}{T_r}}.$$

Queste formole suppongono che i fenomeni avvengano in condizioni adiabatiche; ma ciò non è. Le pareti del cilindro dànno luogo a scambi di calore, non solo nella compressione e nella espansione, ma ancora nelle fasi

d'aspirazione e scarico. Al momento dell'aspirazione la temperatura interna della parete del cilindro è superiore certamente a quella dell'acqua di circolazione. Si ritiene che con cilindri piccoli a pareti sottili, a pari valore della temperatura dell'acqua di circolazione, tale differenza sia di 25° a 30°, ma nei cilindri grossi essa sale anche a 60° e più. Più forte è tale differenza più forte è il salto di temperatura tra le pareti ed i gas aspirati, salto che può variare fra 80° e 130°. Ne risulta che il gas aspirato subisce un riscaldo che ne scema la quantità ponderale nel periodo di aspirazione, con danno del lavoro prodotto.

Quanto alla temp. T_r dei gas residui nel cilindro alla fine della fase di scarico, essa sarà certamente alquanto superiore a quella dello scarico (calcolata a 800°), in ogni modo molto più elevata (400° a 500°) di quella delle pareti; onde nell'aspirazione si avrà, oltre alla dilatazione di questa massa per l'abbassamento di pressione, anche la sua contrazione, per effetto del raffreddamento che la mette in equilibrio di temperatura colla miscela aspirata, contrazione che si calcola a 0,4 V_c a favore della quantità aspirata.

Comunque, vedesi che, nell'aspirazione, i fenomeni sono più complessi di quanto non si creda, e le esperienze provano che il coefficiente η_v può valutarsi da 0,93 a 0,65 del volume effettivo della cilindrata.

Il valore maggiore di η_v si ha colla minor pressione di scarico p_r, colla maggior pressione barometrica, colla minor temperatura dello scarico. Si è voluto anche aggiungere, e giustamente, che l'aumento di η_v fosse correlativo alla diminuzione della velocità dello stantuffo ed alla diminuzione del numero dei giri. Aggiungasi poi che l'aumento di compressione sarebbe dannoso al valore di η_v, come quello che tende ad aumentare p_r.

La fase che ora discutiamo ha una grande importanza pratica, perchè la diminuzione del coefficiente volumetrico scema la cilindrata utile ed obbliga, a pari forza, ad aumentare le misure del cilindro.

Sembra in ogni modo che, secondo la costruzione corrente e le esperienze eseguite su macchine in funzione, i valori di η_v siano i seguenti:

Per motori a lenta velocità di stantuffo	$p_a = 0{,}90 \sim 0{,}95$	$\eta_v = 0{,}88 \sim 0{,}93$
Per motori a media velocità di stantuffo	$p_a = 0{,}85 \sim 0{,}90$	$\eta_v = 0{,}82 \sim 0{,}87$
Per motori a grande velocità di stantuffo	$p_a = 0{,}80 \sim 0{,}90$	$\eta_v = 0{,}80 \sim 0{,}85$
Per motori a grande velocità di stantuffo e con valvole automatiche	$p_a = 0{,}60 \sim 0{,}70$	$\eta_v = 0{,}58 \sim 0{,}65$

Ciò prova, in ogni caso, che l'impiego delle valvole automatiche, aprentisi soltanto sotto il vuoto parziale generato dallo stantuffo nell'aspirazione, è assolutamente da proscrivere, come tale da fornire un rendimento volumetrico assai ridotto, quindi una minor compressione.

Certamente sotto il riguardo dell'aspirazione sembrerebbero preferibili i motori a lenta marcia; ma non si deve prendere tale conseguenza in modo assoluto. Si deve piuttosto chiedere se non si possa ovviare, nei motori a rapido moto, alla leggera diminuzione di η_v, che si può attribuire ad un eccesso di velocità di stantuffo, *non già al grande numero di giri*. Ora questo può farsi certamente con alcune precauzioni costruttive, che per la loro evidenza qui accenniamo semplicemente. E così, qualora si abbiano macchine a grande velocità di stantuffo, le valvole e le condotte di aspirazione dovranno essere alquanto più ampie, per modo da generare nella corrente gasosa una velocità ridotta (e cioè una velocità media che oscilli fra 20 e 25 m. al 1″), e lo stesso dicasi delle valvole e condutture di scarico, allo scopo di scemare il valore di p_r. Con tali precauzioni il rendimento volumetrico delle macchine a stantuffo veloce può eguagliare quello delle macchine a stantuffo lento, sola condizione favorevole che presentano le seconde sopra le prime. Ma ridotta la differenza ai minimi termini, l'inferiorità del rendimento volumetrico è appena apprezzabile, ed i vantaggi della motrice veloce, quali derivano per altre vie, la compensano più che largamente.

2. *Corsa di compressione.* — Lo stantuffo, ritornando al punto morto iniziale, compie la fase di compressione, comprimendo la miscela alla pressione p_c. Trattasi di determinare l'esponente x della curva politropica di compressione $p\,V^x = \text{cost.}$

La pressione finale p_c è data da

$$p_c = p_a \left(\frac{V}{V_c}\right)^x = p_a\, e^x$$

e la temperatura finale T_c risulta da

$$T_c = T_a \left(\frac{p_c}{p_a}\right)^{\frac{1-1}{x}} = T_a\, e^{x-1}$$

e cioè il volume della camera di compressione V_c dipende da p_c o da T_c come appresso:

$$V_c = \frac{V}{e} = V \cdot \left(\frac{p_a}{p_c}\right)^{\frac{1}{x}} = V \cdot \left(\frac{T_a}{T_c}\right)^{\frac{1}{x-1}}.$$

Combinando tale relazione con quella della costante dei gas $p_v = R\,T$, ovvero $p\,V = R\,T\,G$, ovvero nel nostro caso

$$p_c = \frac{T_c\ G\ R}{V_c},$$

si possono determinare i valori di p_c, T_c, V_c dati gli altri.

Il valore medio degli esponenti politropici di compressione, la cui variabilità dipende da quella del movimento di calore colla circolazione d'acqua lungo la corsa, è di 1,30 circa (tra 1,25 ~ 1,38); può avvenire però, se il raffreddamento è cattivo, che l'esponente x sia anche superiore a quello dell'adiabatica, e cioè a 1,41.

Pei diversi valori di x, e e T_a, ammessa una pressione di aspirazione p_a eguale a 0,9 della pressione atmosferica, si hanno, per p_c e T_c, i seguenti valori teorici, desunti dalle formole precedenti:

per e =	3,50	4	4,50	5	6	7	8	9	10
per $x = 1{,}25$ p_c =	4,30	5	5,90	6,70	8,50	10	13	14	16
T_c' =	520	538	554	568	595	618	640	659	676
T_c'' =	615	637	655	673	704	731	757	779	800
per $x = 1{,}30$ p_c =	4,60	5,50	6,40	7,30	9,30	11	13,5	15,7	18
T_c' =	550	570	597	610	650	680	708	734	758
T_c'' =	650	680	700	729	770	800	840	870	898
per $x = 1{,}35$ p_c =	4,90	5,80	6,90	7,90	10	12	15	17,5	20
T_c' =	590	623	644	671	716	755	795	825	860
T_c'' =	700	730	760	796	850	895	937	947	1010
per $x = 1{,}41$ p_c =	5,26	6,40	7,50	8,70	11,20	13,9	16,8	20	23
T_c' =	635	670	700	735	790	840	890	930	970
T_c'' =	752	800	840	870	940	1000	1050	1100	1150

T_c' corrisponde a T_c per $T_a = 380°$ e T_c'' a T_c per $T_a = 450°$.

Da questo specchio si vede come mal si appongano coloro che calcolano la capacità della camera di compressione in base alla legge di Mariotte. La pressione finale risulta sempre maggiore di quanto corrisponde alla semplice relazione $p\,V = \text{cost}$. Con un rapporto di compressione uguale a 10, essa tocca, se $x = 1{,}25$, le 16 atmosfere, e se $x = 1{,}41$ (adiabatica), può toccare le 23 atmosfere. Non è dunque possibile dare una legge sicura e pratica per calcolare la pressione di compressione, e questa costituisce un elemento assai incerto, da cui derivano molte altre incertezze nell'analisi del ciclo dei motori a scoppio.

A parte le imperfezioni di carattere organico — quali potrebbero essere le fughe dello stantuffo — le differenze nel valore dell'esponente x dipendono tutte dall'effetto delle pareti, e cioè dalla circolazione d'acqua nel motore, ed in genere dal suo raffreddamento.

Queste condizioni della circolazione sono però determinate, non già dalla fase di compressione, ma da quelle successive di esplosione ed espansione; l'intensità della circolazione e la sottrazione di calore che essa produce devono infatti essere commisurate, per la conservazione del funzionamento meccanico, alle temperature più elevate che si producono nel cilindro. Onde, la fase di compressione trova per tal rapporto delle circostanze di fatto che sono già definite da altre condizioni, e che essa deve subire. Non è infatti possibile il pensare a nessun mezzo pratico per

modificare l'intensità della circolazione differenziandola nelle due fasi successive di compressione e di esplosione.

Ci resterebbe dunque da esaminare quale sia la condizione preferibile per la fase di compressione, e come si comportino in essa i motori veloci e a grande numero di giri di fronte agli altri.

Ma tale argomento sarà meglio chiarito dopo l'esame delle fasi successive, quelle cioè di esplosione ed espansione.

3. *Corsa di esplosione ed espansione.* — Al termine della compressione ha luogo l'esplosione della miscela, e l'accensione dovrebbe essere così regolata che tale esplosione avvenga istantanea (sotto volume costante) nella camera di combustione, e sia completa. Molti elementi di carattere pratico influiscono per ostacolare l'attuazione precisa di questo programma teorico; la natura della miscela gasosa, il suo grado di purezza e di diluizione, il potere calorifico del gas, il grado di compressione e la temperatura raggiunta in essa, l'intensità della sorgente termica di accensione, la sua posizione, la forma della camera di combustione, l'effetto della circolazione, ed altre circostanze che qui trascuriamo, influiscono in primo luogo sulla rapidità dell'accensione, in secondo luogo sulla pressione esplosiva, in terzo luogo sul fatto che l'esplosione risulti completa al punto morto e la combustione non si propaghi alquanto lungo la corsa di espansione.

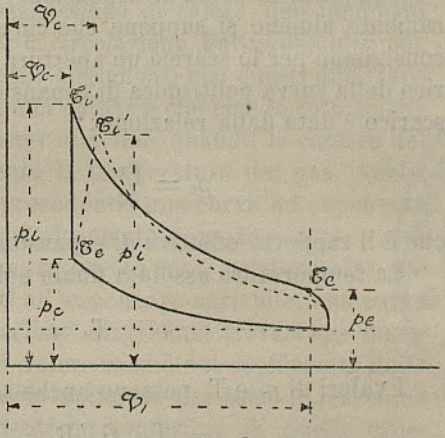


Fig. 8.

Il primo fatto che si osserva è generalmente una leggera inclinazione della linea di esplosione (fig. 8) rispetto all'asse delle pressioni, mentre vi dovrebbe essere parallela, e conseguentemente una pressione esplosiva minore della teorica, che in luogo di essere rappresentata dalla linea continua lo è dalla linea punteggiata.

Ammesso, il che è lungi dal rispondere al vero, che la combustione sia istantanea, la pressione esplosiva massima p_i è data da:

$$p_i = p_c \cdot \frac{T_i}{T_c}$$

e poichè

$$T_c = \frac{p_c \cdot V_c}{G\,R}$$

si ha anche

$$p_i = \frac{T_i \cdot G \cdot R}{V_c}.$$

La temperatura teorica di esplosione è:

$$T_i = \frac{p_i}{p_c} \cdot T_c = \frac{p'_i \cdot V_c}{G \cdot R}.$$

Le relazioni restano nella eguale forma anche se si considera il caso del ritardo alla combustione, purchè vi si introducano gli elementi relativi alla pressione massima p'_i così raggiunta; onde si avrà:

$$p^1_i = \frac{p_c \, T^1_i}{T_c} = \frac{T^1_i \, G \, R}{V^1_c}$$

$$T^1_i = \frac{p_i \, T_c}{p_c} = \frac{p^1_i \, V^1_c}{G \, R}.$$

I diagrammi dànno il valore di p_i o p'_i, e da questi si deducono T_i e T'_i. Se invece si parte da un diagramma teorico, i valori di p_i o inversamente di T_i, perchè corrispondono al reale, si dovranno moltiplicare per un coefficiente di riduzione che corrisponde ordinariamente al grado di qualità o di bontà del ciclo, e che ha il valore da 0,70 a 0,80.

Compiuta la corsa di espansione, si apre la valvola di scarico; teoricamente almeno si suppone che ciò avvenga; in realtà ragioni costruttive consigliano per lo scarico un'apertura anticipata. Se x è l'esponente generico della curva politropica di espansione, la pressione p_e all'apertura dello scarico è data dalla relazione:

$$p_e = \frac{p_z}{\delta^x} \qquad \text{essendo } \delta = \frac{V^1}{V_c}$$

che è il rapporto effettivo di espansione.

La temperatura assoluta finale nello stesso momento sarebbe

$$T_e = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{x-1}}.$$

I valori di p_e e T_e possono anche scriversi:

$$p_e = \frac{T_e \cdot G \cdot R}{V^1} \qquad \text{e} \qquad T_e = \frac{p_e \cdot V^1}{G \cdot R}.$$

Tensioni a temperature finali sono tanto minori quanto più è grande il rapporto di espansione. Nei motori a quattro fasi però, le corse di espansione e di compressione sono eguali (salvo l'anticipata apertura dello scarico), onde δ = circa ad e.

Notisi che nei motori ad esplosione la temperatura di scarico è assai minore di quella che risulta da questi calcoli, e ciò principalmente perchè la si misura dopo il salto di pressione che porta la pressione interna a quella di scarico; ma ancora perchè il fenomeno della espansione è accompagnato dall'effetto qui notevole dell'acqua refrigerante, la quale sottrae nella fase ora considerata una forte quantità di calore.

Sovratutto l'azione dell'acqua refrigerante è quella che influisce sull'andamento della curva di espansione. Siccome la fase di espansione è sempre accompagnata da questa continua sottrazione di calore, ne risulta che l'esponente x della curva politropica che la rappresenta è superiore a quello dell'adiabatica. Al principio dell'espansione la superficie di contatto tra miscela e cilindro raffreddato è piccola ed il valore di x può essere minore di 1,41, tanto più se si verifica il fenomeno della combustione prolungata, che compensa in larga misura la sottrazione di calore; ma, col procedere dello stantuffo, l'azione refrigerante diviene più intensa, dappoichè si scopre una maggior superficie di cilindro, cessa ogni fenomeno di combustione prolungata e il valore di x aumenta. In linea pratica si ha dunque una curva non facile a definire geometricamente, tanto che l'esponente medio nelle esperienze varia da 1,35 a 1,50, e talvolta si è constatato che ha superato tal limite.

A questo punto noi possiamo completare le considerazioni di egual genere, che riguardano la fase di compressione, le quali portano alla conseguenza che in tale fase il coefficiente si mantiene al di sotto dell'adiabatica. In questa fase infatti, che sussegue a quelle di scarico ed aspirazione, si svolgono, per rapporto alla trasmissione di calore, due fenomeni inversi: uno di sottrazione di calore, per la circolazione, l'altra di addizione, per la compressione della miscela gasosa; aggiungasi che questi due fenomeni sono essenzialmente variabili lungo la corsa; e che cioè la sottrazione di calore è più intensa al principio, meno alla fine, quando la camera del cilindro riduce il suo volume ed aumenta la temperatura dei gas. Anche qui si incontra dunque, come nel caso precedente, una curva ad esponente variabile, molto difficile a definire geometricamente in modo esatto.

La teoria e la pratica si accordano, in questo caso, nel sostituire alle curve, che sarebbero composte di tratti ad esponente variabile, una curva unica ad esponente costante. Da una serie di diagrammi trovati sperimentalmente si deduce, colle regole note, il valore medio del coefficiente della curva politropica, che si adotta poi come uniforme per tutte le macchine del genere, e che funzionano nelle identiche condizioni di quelle esperimentate.

Ciò premesso dobbiamo dare risposta a diversi quesiti. Il primo di questi domanda se nel funzionamento del motore sia preferibile che la curva di compressione si svolga adiabaticamente o con un esponente minore. Premettesi che questa considerazione ha un carattere più teorico che pratico in generale, ma non è priva di importanza pratica per i motori speciali che formano oggetto del nostro studio. Le condizioni in cui avvengono gli scambi di calore in tal fase non sono liberamente variabili, poichè dipendono da tutte le altre del ciclo, e specialmente dalla fase di esplosione, che determina l'intensità della circolazione d'acqua; onde più che tutto importa vederne le conseguenze sul rendimento del ciclo. Sta il fatto che se l'esponente è minore di quello dell'adiabatica, diminuisce il lavoro speso nella

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

compressione, e cioè aumenta alquanto il lavoro utile del ciclo; viceversa la pressione finale di compressione è minore di quella che si avrebbe colla curva adiabatica, il che porta come immediata conseguenza ad una minore pressione esplosiva; donde diminuzione nel lavoro utile. Di questi due elementi quale prevale?

Ripetute esperienze ci hanno provato che qualora la circolazione d'acqua non sia troppo intensa, e cioè non superiore a quella che occorre per la conservazione della macchina, l'effetto di una maggior compressione è preferibile a quello di un minor lavoro passivo nella fase di compressione. È molto difficile stabilire però in via generale la misura di tale benefizio.

Ora, come si comportano i motori speciali veloci ed a grande numero di giri di fronte a questi fenomeni? È questo il secondo quesito, e per noi il più interessante.

Questi motori hanno due caratteristiche che influiscono sensibilmente sull'entità dei fenomeni ora esaminati: una di queste è la *forte velocità media dello stantuffo*, certamente non inferiore alla massima che si incontra nelle macchine a scoppio fisse; l'altra è lo *spessore delle pareti* del cilindro, relativamente piccolo, derivante sia dalle minori dimensioni del cilindro, sia dal fatto che per la fusione di questi cilindri si adoperano materiali di speciale resistenza, il che concorre sensibilmente a diminuire lo spessore medesimo.

Ora è noto, e le esperienze di Witz, Schroeder, Slaby, Guldner lo hanno ben provato, che quanto più lo stantuffo è veloce, tanto minore è l'effetto degli scambi di calore; ma questi esperimentatori non hanno osservato che se questa diminuzione di scambi di calore concorre a mantenere alquanto più elevata la linea di espansione con vantaggio del lavoro utile, diminuendo per essa il valore dell'esponente, col portarlo anche inferiore all'adiabatica, essa invece lascia più libero l'effetto dell'aumento di temperatura nella compressione, avvicinando la curva relativa a quella dell'adiabatica.

Effetto analogo a quello dell'aumento di velocità ha la diminuzione dello spessore. Più lo spessore del cilindro è sottile, più il trasporto di calore attraverso i varî strati infinitesimi che lo costituiscono è rapido. In queste condizioni, per mantenere la parete interna del cilindro a contatto collo stantuffo nelle condizioni di normale funzionamento, avuto riguardo ai lubrificanti disponibili, potrà bastare che dall'esterno avvenga una minor sottrazione di calore, cioè potrà circolare nella camicia dell'acqua in quantità minore ed a temperatura più elevata. Si avranno, perciò, per effetto del minor spessore delle pareti, fenomeni identici a quelli che si verificano per l'aumento della velocità. E cioè si avrà una curva di espansione più utile ed una curva di compressione più vicina all'adiabatica, la quale è capace di dare origine a pressioni esplosive maggiori.

Certamente tutti avranno notato che la circolazione nei motori a scoppio veloci avviene con quantità d'acqua relativamente ridotta e in ogni caso molto calda.

Ora il fatto ha la sua spiegazione; ed è un fatto che concorre in notevole misura al buon rendimento di questi motori che risiede nella forma di svolgimento delle due curve di espansione e di compressione, e nella maggior pressione esplosiva che ne consegue a parità delle altre circostanze. In queste considerazioni trova la sua spiegazione il dato che in questi motori, generalmente, il consumo di combustibile, per l'egual forza prodotta, è minore che nei motori lenti ordinari. E ciò serve a dimostrare come logicamente la loro applicazione dal campo sportivo al campo industriale debba avvenire con piena fiducia.

Le formole da noi date permettono di calcolare tutti gli elementi del ciclo, le pressioni cioè nei punti essenziali del medesimo e le temperature assolute che in esse hanno luogo. I risultati che esse dànno sono in perfetta corrispondenza con quelli dell'esperienza.

Con grado di compressione $e = 6$ e con $x = 1{,}30$ si ottiene, dalla tabella a pag. 22, $p_c = 9{,}30$ atmosfere e $T_c = 650°$; se, come è facile ottenere con buone miscele, $p_i = 3p_c$, si ha $p_i = 27$ atmosfere circa; onde

$$T_i = 650° \times 3 = 1950°$$

cioè la temp. massima centigrada sarebbe di $1950° - 273° = 1677° \sim 1600°$ che si ritiene la massima raggiunta nelle macchine di tal specie.

4. *Corsa di scarico.* — Come abbiamo notato, l'apertura della valvola di scarico ha luogo (fig. 9) a circa $^1/_{10}$ della corsa, prima del punto morto, il che corrisponde alla calettatura della manovella di circa 30° avanti al punto morto medesimo. La pressione finale di espansione p_e in quel momento cade rapidamente, seguendo una curva fino a toccare p_s pressione di scarico. Nel breve periodo rappresentato da A ($^1/_{10}$ della corsa circa) la velocità colla quale i gas si scaricano traverso la valvola è indipendente dalla sezione della valvola, dipendendo principalmente dalla pressione iniziale p_e. Si calcola che questa velocità iniziale sia di 700 a 800 m. al 1″. Essa va gradualmente decrescendo fino a che, al punto morto, la velocità di scarico corrisponde alla velocità dello stantuffo. Lo scarico deve essere finito quando lo stantuffo è arrivato al punto morto opposto e cioè prima dell'inizio della nuova fase di ammissione. In questa fase la corrente che si scarica deve vincere la contropressione esterna e le resistenze passive offerte dalle valvole e dai condotti. Importa che queste resistenze, specie nei motori veloci, siano le minime, e ciò tanto più che la corrente gasosa, animata da grande velocità, tende ad assumere dei movimenti ondulatorii e vorticosi, che accrescono la contropressione. Però non è raro il caso che l'inerzia della corrente

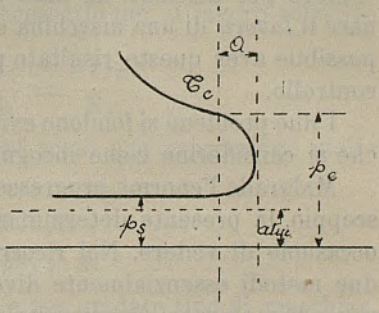


Fig. 9.

gasosa espulsa sia da sè stessa in grado di vincere le resistenze passive allo scarico, senza produrre contropressioni.

In ogni caso è bene calcolare, a seconda della maggiore o minore ampiezza delle valvole e dei condotti, o delle loro derivazioni, una contropressione $p_s = 1{,}05 \sim 1{,}15$ atmosfere, in media 1,10. La temperatura dello scarico varia da 600° a 900° assoluti. Essa può anche aumentare se la circolazione d'acqua è insufficiente, se la combustione è prolungata, se la pressione esplosiva è maggiore, derivante, ad esempio, da una ricca miscela.

I motori veloci a più cilindri si trovano effettivamente, per ciò che riflette lo scarico, in condizioni meno favorevoli, che devono essere ben studiate onde poterle eliminare se non in tutto, almeno in buona parte. Perciò dovrà aversi ogni cura che l'ampiezza delle valvole come dei tubi sia maggiore che per l'ordinario, che le curve nelle condotte siano dolci, che esse non presentino ostruzioni e sieno, per quanto possibile, di limitata lunghezza.

5. Calcolo delle dimensioni del cilindro. — Tutte le precedenti considerazioni, mentre hanno avuto lo scopo di dare una nozione ben precisa del funzionamento del motore a quattro tempi, avendo riguardo specialmente ai motori veloci e a molti giri, mirano a fornire gli elementi per la soluzione di un problema altrettanto importante quanto incerto, quello cioè di fissare le dimensioni caratteristiche — *diametro e corsa* — di un cilindro per ottenere un dato lavoro effettivo; ovvero quello di determinare il *lavoro* di una macchina esistente per via di calcolo, quando non sia possibile aver questo risultato per via sperimentale, o si voglia averne il controllo.

I due problemi si fondono evidentemente in una soluzione unica, secondo che si considerino come incognite o il lavoro o le dimensioni del cilindro.

Malgrado l'enorme progresso avvenuto nella costruzione dei motori a scoppio, la presente determinazione è quanto mai incerta, come avremo occasione di vedere. Noi ricorreremo, per la soluzione del problema, a due metodi essenzialmente diversi, i cui risultati possono servire di termine di confronto: l'uno parte dal presupposto di un diagramma di lavoro determinato, corretto coll'impiego dei coefficienti sanciti dall'esperienza; l'altro, meno usato, prende le mosse dal fenomeno della combustione, che è il fenomeno generatore del lavoro nelle motrici a scoppio.

1° *Metodo.* — Il lavoro effettivo generato dallo stantuffo si calcola in base alla pressione media p_m, che in questo ciclo ha luogo.

Ammesso di conoscere il valore di p_m chg. per mq., il lavoro indicato in cavalli N_i, corrispondente al diagramma effettivo di un cilindro motore a quattro tempi, avente il diametro d in metri, la corsa s in metri, ed il cui albero compia n giri al minuto primo, è dato dalla relazione:

$$75\,N_i = \frac{1}{4} \cdot p_m \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{2\,n\,s}{60}$$

onde, fatte le necessarie riduzioni,

$$N_i = \frac{0{,}785 \cdot d^2 \cdot s \cdot n}{4 \cdot 75 \cdot 30} \cdot p_m$$

e poichè $\frac{2 n s}{60} = v$ velocità media dello stantuffo al 1″, se indichiamo con O la sezione dello stantuffo, $O = \frac{\pi d^2}{4} = 0{,}785\, d^2$, si ha:

$$N_i = \frac{O \cdot v}{300} \cdot p_m$$

e se diciamo V_s il volume generato al $1'' = O\, v$

$$N_i = \frac{V_s}{300}\, p_m.$$

Il lavoro effettivo in cavalli sull'albero motore N_e, se indichiamo con η il coefficiente organico, il cui valore varia da 0,75 a 0,90, è dato da

$$N_e = \eta\, N_i.$$

Dalle precedenti relazioni noi potremo desumere:

a) il valore di p_m necessario per ottenere un dato valore di N_i od N_e;

b) la potenza specifica M in chgmetri riferita al mc. per secondo del volume della corsa

$$M = \frac{75\, N_i}{O\, v};$$

c) il volume specifico, V mc. al 1″, necessario per il lavoro effettivo od indicato di 1 cavallo:

$$N_i = \frac{O\, v}{V} \qquad V = \frac{O\, v}{N_i} = \frac{\eta\, O\, v}{N_e}.$$

Ma la formola del lavoro può mettersi sotto una espressione molto semplice e precisamente la seguente:

$$N_i = \text{cost.}\ p_m \cdot d^2 \cdot s \cdot n$$

$$N_e = \text{cost} \cdot \eta \cdot p_m \cdot d^2 \cdot s \cdot n.$$

Or poichè, per un dato fluido in azione e per un dato tipo di macchina, i valori di η e p_m si possono ritenere come elementi invariabili, l'espressione del lavoro effettivo prende la forma generica:

$$N_e = k \cdot d^2 \cdot s \cdot n$$

essendo $k = \eta \cdot p_m = \text{cost.}$

La costante fissa è data da

$$\frac{0{,}785}{4 \cdot 75 \cdot 30} = 0{,}00008725,$$

onde N_e diventa *per motrice ad un cilindro:*

$$N_e = 0{,}00008725 \cdot \eta \cdot p_m \cdot d^2 \cdot s \cdot n$$

ove p_m è espresso in chg. per mq., e d ed s sono in metri.

La questione fondamentale a risolvere è dunque nella determinazione di p_m e di η.

La calcolazione di p_m corrisponde ad un processo di calcolo analogo a quello che s'impiega nelle motrici a vapore. Poichè tale calcolazione si presenta irta di formole che all'atto pratico offrono, per amore di troppa esattezza, un certo grado d'incertezza, noi partiamo dal dato che il diagramma della motrice prenda la forma della figura 10, nel quale si ammette verticale la linea di esplosione, si suppone che coincidano le pressioni di aspirazione e di scarico colla linea atmosferica, che non esista precessione allo scarico, e che infine le due curve di espansione e compressione siano rappresentate da due politropiche; quella di espansione da $p\,s^x = \text{cost.}$, e quella di compressione da $p\,s^{x_1} = \text{cost}$.

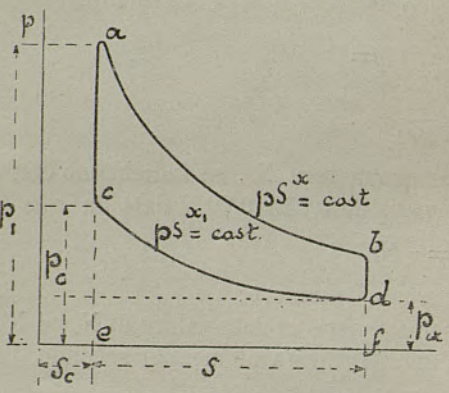


Fig. 10.

Il diagramma è riferito alle pressioni p come ordinate ed alle corse s come ascisse; il che non costituisce differenza coi diagrammi precedenti, nei quali le ascisse sono rappresentate dai volumi, in quanto il volume è il prodotto della sezione dello stantuffo per la corsa, e la sezione dello stantuffo come elemento costante può eliminarsi. Sola differenza a cui si deve aver riguardo è questa, che la camera di compressione, la quale ha una forma non regolare e comprende, oltre che il fondo del cilindro, lo spazio libero sopra le valvole chiuse, dovrà essere ridotta ad un cilindro avente per sezione la stessa sezione dello stantuffo e le corse s_c.

Il lavoro della macchina in una fase (due giri) sarà allora rappresentato dalla differenza delle aree:

$$a\,b\,f\,e - c\,d\,f\,e$$

e cioè sarà proporzionale a tal differenza.

Il lavoro è effettivamente rappresentato per un ciclo da:

$$p_m \,O\, s = p_{em} \,O\, s - p_{cm} \,O\, s$$

essendo p_{em} e p_{cm} le pressioni medie assolute nelle due fasi di espansione e di compressione.

Ma dalle leggi relative alle curve politropiche noi sappiamo che

$$p_{em} \,O\, s = \frac{p_1 \,O\, s_c}{x - 1} \left(1 - \frac{s_c}{s + s_c}\right)^{x-1}$$

$$p_{cm} \,O\, s = \frac{p_c \,O\, s_c}{x_1 - 1} \left(1 - \frac{s_c}{s + s_c}\right)^{x_1 - 1}$$

e poichè $\frac{s + s_c}{s} = e$ grado di espansione (eguale al grado di compressione), si avrà:

$$p_{e\,m} = \frac{p_1}{x - 1} \frac{s_c}{s} \left(1 - \frac{1}{e^{x-1}}\right)$$

$$p_{c\,m} = \frac{p_c}{x_1 - 1} \frac{s_c}{s} \left(1 - \frac{1}{e^{x_1-1}}\right)$$

onde in definitiva il valore della pressione media (col quale si suppone di ridurre l'area $a\,b\,d\,c$ ad un rettangolo di lunghezza s e di altezza p_m) sarà dato da

$$p_m = \frac{p_1}{x - 1} \frac{s_c}{s} \left(1 - \frac{1}{e^{x-1}}\right) - \frac{p_c}{x_1 - 1} \frac{s_c}{s} \left(1 - \frac{1}{e^{x_1-1}}\right). \qquad (1)$$

Il valore di p_m così trovato si moltiplicherà per un coefficiente che rappresenta il grado di perfezione pratica del ciclo, coefficiente che potrà variare da 0,77 a 0,89.

Resta a vedere in qual modo si possano determinare gli elementi costitutivi della formula affinchè la calcolazione di p_m abbia luogo con sufficiente esattezza. Serve allo scopo lo studio analitico da noi fatto delle varie fasi del ciclo.

Quanto ai valori di x ed x_1 già ne abbiamo discusso in precedenza, onde il calcolo di $\frac{1}{e^{x-1}}$ ed $\frac{1}{e^{x_1-1}}$ non presenta difficoltà, nè incertezze, salvo quelle derivanti dalla scelta dei valori appropriati di x ed x_1 e dalla determinazione esatta di e.

Il valore di p_c è dato in pratica dalla natura stessa del motore che si calcola e del fluido in azione. Onde avendosi il valore di p_c (vedi al riguardo la tabella a pag. 22) potrà facilmente dedursi quello di s_c quando venga determinato in precedenza il valore di s, in base alle considerazioni solite per tale calcolo che si riferiscono al numero dei giri ed alla velocità media v dello stantuffo. Infatti

$$v = \frac{2\,n\,s}{60};$$

onde fissata la velocità dello stantuffo ed il numero dei giri si deduce la corsa. È questo un argomento di grande interesse per le macchine speciali a grande numero di giri; per ora ci limitiamo a dire che, ordinariamente, il numero dei giri di regime di una motrice è dato, come è dato il valore più conveniente di v (vedi avanti); di conseguenza

$$s = \frac{30\,v}{n}.$$

Se il valore di e è conosciuto, la calcolazione di s_c e quindi del volume della camera di compressione risulta dalla relazione

$$e = \frac{s + s_c}{s_c} \qquad s_c = \frac{s}{e - 1};$$

ma se e rappresenta il rapporto esatto dei volumi al principio ed alla fine di corsa, nella pratica non è questo il valore che viene stabilito *a priori*. Noi fissiamo al solito il valore massimo della pressione di compressione, ma il rapporto dei volumi non diventa eguale al rapporto delle pressioni invertito che nel caso della legge di Mariotte; onde il valore di e non è conosciuto, e deve desumersi dalla legge che regola fra loro volumi (o corse) e le pressioni nella variazione di stato politropica, che nel caso attuale sarebbe:

$$p_a \,.\, (s + s_c)^{x_1} = p_c \; s_c^{x_1}$$

e cioè:

$$\frac{p_a}{p_c} = e^{x_1}$$

donde sarà possibile, essendo p_a la pressione atmosferica, trovare e, e quindi s_c. Questo calcolo viene evitato rinviando alla tabella a pag. 22.

Non resta quindi che fissare il valore di p_1 in base alle considerazioni svolte a pag. 23, cosa del resto assai agevole ricorrendo alla relazione

$$p_1 = p_c \frac{T_1}{T_c}$$

ove T_1 e T_c sono le temperature assolute di esplosione e compressione.

Abbiamo già indicato come si possano fissare i valori di T_1 e T_c per il che non esistono difficoltà.

Certamente questi valori non sono eguali per i diversi combustibili e per le diverse condizioni di funzionamento, specie in riguardo all'effetto della circolazione, per l'influenza che essa ha sul valore di T_1. Praticamente si può ritenere $T_c = 180° + 273°$ e T_1 compreso dal gas povero alla benzina fra i limiti

$$T_1 = 273 + 1250°$$
$$T_1 = 273 + 1600°.$$

Restano così fissati colla calcolazione di p_i tutti gli elementi che dànno il valore di p_m in base alla formola (1).

Il quale valore di p_m si moltiplica, come già detto, per un coefficiente variabile da 0,77 a 0,89, in media 0,83, con che si otterrà il valore effettivo di p_m da introdurre nella formola

$$N_c = 0{,}00008725 \,.\, \eta \,.\, p_m d^2 \,.\, s \,.\, n,$$

naturalmente p_m è espresso in chg. per mq.

La pratica ci dà per p_i dei valori sperimentali coi quali resta facilitata e nello stesso tempo più sicura la determinazione di p_m; questi valori si fanno dipendere, come è legittimo, dalle qualità del gas e dal grado di compressione.

Valori di p_i in atmosfere:

per p_c =	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10	12
benzine e petrolii .	12	16	20	25	30	33	—	—	—	—
gas ricchi . . .	—	—	16	20	23	27	30	32	—	—
gas poveri . . .	—	—	—	16	19	22	24	26	28	30

I valori di p_m medii per i vari gas e le varie condizioni di funzionamento variano sensibilmente per uno stesso gas. La differenza non è grande quanto si potrebbe supporre da un gas all'altro, pur essendo assai vario il potere calorifico, se si suppone che venga applicato ad ogni gas il grado di compressione che gli compete.

Così per le benzine ed i petrolii, nei motori a quattro fasi, in cui il grado di compressione è limitato allo scopo di evitare le accensioni premature, si ha p_m variabile di $4 \sim 6$; col gas povero il valore di p_m varia tra 3,5 e 5. Naturalmente i maggiori valori colle maggiori compressioni, le velocità più elevate dello stantuffo e la circolazione d'acqua alla temperatura più elevata: il che mostra come i motori veloci, di cui ci occupiamo, sieno nelle condizioni più favorevoli per fornire la pressione media più alta.

Innanzi però di oltre procedere per dedurre la espressione più semplice della formola del lavoro, importa che siano fissati i criteri per la determinazione degli elementi correlativi s ed n.

Nella costruzione antica il valore di s si stabiliva in un certo rapporto col diametro, facendosi $s = 1{,}5\ d$ a $\sim 2\ d$ all'incirca. La natura speciale dei motori di cui ci occupiamo, a grande numero di giri, toglie in gran parte valore a tale rapporto. Quando fissiamo il numero dei giri e la velocità dello stantuffo, la corsa risulta in modo affatto indipendente dal diametro. Se però il diametro risultasse per uno stantuffo troppo grande rispetto alla corsa, o almeno sembrasse tale, ciò vorrà dire che a quel cilindro si richiede un lavoro superiore a quanto esso può dare, e si dovrà aumentare di conseguenza il numero dei cilindri. Ma per la natura speciale di queste costruzioni, che non hanno molti anni di vita, i dati pratici per cui si può ritenere opportuna una limitazione del diametro rispetto alla corsa non sono ancora sufficienti. Vi è chi propone di non discendere, pel rapporto $\frac{s}{d}$, al di sotto di 1,1, e per macchine di piccola forza potrà ciò convenire; la difficoltà grave si incontra quando si vogliono fare motrici potenti: in tal caso, per non moltiplicare troppo le motrici ed i cilindri, si discende col rapporto s/d al di sotto dell'unità; ed in una applicazione da noi fatta per motrice di 140 cav., a 6 cilindri ed a 700 giri, tale rapporto è stato fatto discendere a $s/d = 0{,}75$. Ma è questo un caso che riteniamo ancora unico nella costruzione; e tal rapporto, sebbene all'atto pratico dia buoni risultati, ha bisogno di una maggiore sanzione sperimentale.

Nelle motrici veloci a più cilindri, che sono destinate allo *sport*, alla aviazione e simili, il numero dei giri varia da 900 a 1500 al 1′; ordinariamente il calcolo del lavoro è fatto per 1200 giri; nelle macchine industriali dello stesso tipo si tende a diminuire tale numero, nel presupposto che ciò concorra ad una maggiore durata; in tal caso il numero dei giri si tiene da 500 a 800, abbassandolo evidentemente quanto più potente è la motrice.

Quanto alla velocità media dello stantuffo è opportuno disporre delle velocità maggiori riconosciute praticamente utilizzabili e cioè da m. 3,5 a 5 al 1″; eccezionalmente fino a 6 m.; le velocità maggiori colle macchine più potenti e di maggiore corsa, così:

p.	$n = 1200$	$v = 3$	si ha	$s =$ mm.	75
»	$n = 1200$	$v = 5$	»	$s =$ »	125
»	$n = 800$	$v = 3$	»	$s =$ »	112,5
»	$n = 800$	$v = 5$	»	$s =$ »	187,5
»	$n = 600$	$v = 3$	»	$s =$ »	150
»	$n = 600$	$v = 5$	»	$s =$ »	250

Questi si possono ritenere come i valori estremi delle corse per le velocità di regime suindicate e col numero di giri stabilito.

Solo dopo eseguito il calcolo del diametro, potrà essere ripresa in esame la questione della corsa, onde modificarla più o meno a seconda del criterio che si giudica migliore, variando alquanto gli elementi n e v da cui si deduce.

Notiamo incidentalmente che in alcune applicazioni di motori veloci e leggerissimi per aviazione si sono esperite velocità di stantuffo sopra i 10 metri al 1″; non sappiamo tuttavia con quali risultati.

Ritornando ora alla formola generale

$$N_e = 0{,}00008725\ \eta\ .\ p_m\ d^2\ s\ .\ n$$

dappoichè i valori di p_m, a seconda della natura del fluido e del grado di compressione, possono variare da 3,5 a 6, come limiti estremi, e siccome il coefficiente organico η può variare da 0,77 a 0,90: noi potremo pei vari casi principali concentrare il prodotto

$$0{,}00008725\ \eta\ .\ p_m$$

in un coefficiente unico k scrivendo

$$N_e = k\ d^2\ s\ .\ n$$

con che la formola per calcolare il lavoro acquista in pratica una grande semplicità.

Così scelto per η il valore di 0,80 per regione di sicurezza e per p_m i seguenti valori:

1. $p_m = 35.000$ adatto per gas povero a limitata compressione
2. $p_m = 40.000$ » » a forte compressione
3. $p_m = 45.000$ » » a forte compressione e per petrolii a bassa compressione
4. $p_m = 50.000$ per benzine e petrolii a media compressione
5. $p_m = 55.000$ » » a forte compressione

si otterrà per i singoli casi rispettivamente:

$$1. \ldots\ldots\ldots \quad N_e = 2{,}45\ d^2\ s\ n$$
$$2. \ldots\ldots\ldots \quad N_e = 2{,}80\ d^2\ s\ n$$
$$3. \ldots\ldots\ldots \quad N_e = 3{,}15\ d^2\ s\ n$$
$$4. \ldots\ldots\ldots \quad N_e = 3{,}50\ d^2\ s\ n$$
$$5. \ldots\ldots\ldots \quad N_e = 3{,}85\ d^2\ s\ n$$

dalle quali espressioni, avendosi s ed n, si potrà calcolare d od N_e secondo che sia dato o l'uno o l'altro, risultando così fissati tutti gli elementi del motore.

Il calcolo riguarda il motore monocilindrico a quattro fasi. Il risultato si moltiplicherà pel numero i dei cilindri di cui si compone la macchina, nelle macchine policilindriche, ottenendosi la formola

$$N_e = i\ k\ d^2\ s\ n.$$

Queste formole si riferiscono alle motrici a semplice effetto, nè crediamo che l'uso di tali macchine a grande velocità possa comportare l'impiego del doppio effetto, che richiederebbe complicazioni costruttive (doppi organi di distribuzione, pattino e testa a croce) e renderebbe estremamente difficile evitare riscaldi dipendenti dal rapido succedersi delle esplosioni sulle due faccie dello stantuffo. Comunque è facile vedere che nel caso di macchine a doppio effetto l'espressione del lavoro diviene

$$N_e = 2\ k\ .\ d^2\ s\ n \quad \text{per 1 cilindro}$$
$$N_e = 2\ i\ k\ .\ d^2\ s\ n \quad \text{per più cilindri}$$

dando a k i valori numerici allo stesso assegnati per i vari casi.

2° *Metodo.* — Questo secondo metodo per calcolare il lavoro sviluppato, o le dimensioni caratteristiche del cilindro (corsa e diametro), riposa sulla considerazione del fenomeno della combustione. Poichè la reazione chimica di combustione è quella che dà origine allo sviluppo di lavoro, in essa si troveranno gli elementi per le calcolazioni necessarie. Ora è evidente che la combustione completa richiede per necessità dell'aria in quantità definita, onde la quantità d'aria che entra a costituire una data miscela deve poterci fornire il mezzo per calcolare la forza che questa può sviluppare.

La quantità di aria comburente che è disponibile per una data forza costituisce, in ultima analisi, un elemento costruttivo; onde è legittimo che si possa calcolare il lavoro di cui un motore è suscettibile in base al peso d'aria che gli occorre, o viceversa, le dimensioni del cilindro dal peso d'aria che necessita per ottenere un dato lavoro. Siccome il volume d'aria è assai vario, in rapporto alla natura dei combustibili, così il provvedimento si presenta anche logico stabilendo una notevole varietà di risultati a seconda dei vari combustibili.

Mantenendo le notazioni precedenti pei simboli d, s, n, N_i, N_e, aggiungiamo le seguenti:

V_s volume della corsa in mc. $= \frac{\pi}{4} d^2 s = 0{,}785\, d^2 s$.

$V = \eta_v V_s$, essendo η_v il rendimento volumetrico (V. pag. 20).

A mc. la quantità di aria ritenuta più utile, che richiede 1 mc. di combustibile gasoso, od 1 chg. di combustibile liquido.

A_r mc. il consumo reale d'aria per ogni corsa di esplosione e pel lavoro N_i.

C_o la quantità di combustibile necessario per ora per il lavoro N_i, espressa in mc. pei gas, in chg. per i combustibili liquidi.

C la stessa quantità riferita al cavallo-ora effettivo.

C_a la stessa quantità riferita alla corsa di aspirazione.

P il potere calorifico del combustibile, riferito al mc. di gas o al chg. di combustibile liquido.

η_i il rendimento economico (vedi retro), rappresentato da $\frac{635 \cdot N_i}{C_o \cdot P}$.

Da questi dati si desumono tosto i seguenti valori:

$$C_o = \frac{635 \cdot N_i}{\eta_i \cdot P}$$

$$C_a = \frac{N_i}{\eta_i \cdot n \cdot P} \quad \frac{75 \cdot 60 \cdot 2}{425} = \frac{21{,}18\, N_i}{\eta_i\, n \cdot P}$$

$$A_r = \frac{C_o \cdot A}{30 \cdot n} = C_a\, A.$$

Queste essendo formole di carattere generale, facciamone l'applicazione coi varî combustibili:

1. *Combustibili gasosi.* — La miscela realmente aspirata di volume V si compone di due parti C_a e A_r, onde

$$V = C_a + A_r$$

che esige un volume V_s effettivo di corsa che sarà:

$$\frac{\pi\, d^2}{4} \cdot s = V_s = \frac{C_a + A_r}{\eta_v} = \frac{21{,}18\, N_i\, (1 + A)}{\eta_v \cdot \eta_i \cdot n\, P} \text{ mc.}$$

se si sostituiscono per C_a e A_r i valori trovati più sopra.

Donde si ottiene:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 21{,}18\, N_i\, (1 + A)}{\pi \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot n \cdot s \cdot P}}$$

$$s = \sqrt{\frac{4 \cdot 21{,}18\, N_i\, (1 + A)}{\pi\, d^2 \cdot \eta_v \cdot \eta_i\, n \cdot P}}$$

$$n = \sqrt{\frac{4 \cdot 21{,}18 \cdot N_i (1 + A)}{\pi\, d^2\, \eta_v \cdot \eta_i\, s \cdot P}}.$$

2. *Combustibili liquidi.* — La quantità in volume di questi combustibili introdotti nella miscela sia polverizzati, sia vaporizzati, od anche allo stato gasoso, è incomparabilmente minore che nel caso precedente, come sarà facile persuadersene coi dati numerici che esporremo. In tal caso è possibile, senza errore apprezzabile, trascurare il volume occupato dal combustibile liquido. Si avrà quindi

$$\frac{\pi d^2}{4} s = V_s = \frac{A_r}{\eta_v} = \frac{21{,}18\ N_i\ A}{\eta_v\ \eta_i\ .\ n\ .\ P}$$

onde i valori di d, n, s risultano come appresso:

$$d = \sqrt{\frac{4\ .\ 21{,}18\ N_i\ A}{\pi\ \eta_v\ .\ \eta_i\ n\ .\ s\ .\ P}}$$

$$s = \sqrt{\frac{4\ .\ 21{,}18\ .\ N_i\ .\ A}{\pi\ .\ d^2\ \eta_v\ .\ \eta_i\ n\ .\ P}}$$

$$n = \sqrt{\frac{4\ .\ 21{,}18\ .\ N_i\ A}{\pi\ .\ d^2\ \eta_v\ .\ \eta_i\ s\ .\ P}}$$

volendo nelle formole sostituire N_e ad N_i si pone $N_i = \frac{N_e}{\eta}$.

Queste formole non contengono elementi che la pratica non ci possa fornire con sufficiente esattezza. Anzi si può ritenere che l'esattezza dei dati sperimentali sia maggiore di quella che, nel metodo precedente, ci permette di fissare gli esponenti delle curve politropiche e gli altri elementi che servono al calcolo della pressione media.

Soltanto i valori di η_v ed η_i possono presentare elementi di apprezzamento ipotetici. Già, del resto, abbiamo indicato a pag. 17 i valori η_v adattabili per i diversi tipi di motori, e si conoscono anche i valori pratici del rendimento termico η_i.

Deve anche notarsi che siccome con N_i noi vogliamo rappresentare la potenza normale, e questa è al solito, per le macchine ben studiate, del 10 al 15 % inferiore alla potenza massima, così sarà opportuno calcolare su un eccesso di aria del 20 ~ 25 % alla potenza normale. Questo eccesso può farsi anche maggiore, e può salire al 40 ~ 50 %, se le miscele debbono essere diluite per le forti compressioni, e se si tratta di combustibili liquidi, nei quali la miscela è sempre meno perfetta e meno intima che nei combustibili gasosi. Così la quantità di aria potrà essere la teorica o quasi quando la miscela di gas ed aria sia completa e perfetta, le compressioni limitate ed il raffreddamento efficace.

Ciò posto, possiamo esporre in una tabella i dati più importanti per i diversi combustibili usati nelle macchine a scoppio, che servono all'applicazione di queste formole, il cui impiego diviene un mezzo efficace di controllo per i risultati ottenuti col primo metodo.

	P calorie	A mc. teorico	A mc. reale	C mc. o chg. dai grandi ai piccoli motori da 100 a 5 cavalli	η_i dai grandi ai piccoli motori da 100 a 5 cav.
Petrolii greggi (olii pesanti) .	10000.	11,00	18 ~ 20	0,250 ~ 0,400	0,30 ~ 0,24
Petrolii ordinari raffinati . .	10500	11,50	18 ~ 22	0,400 ~ 0,550	0,14 ~ 0,11
Benzine	11000	11,50	16 ~ 30 ca. fino a 50	0,350 ~ 0,450	0,24 ~ 0,18
Alcool greggio a 90 % vol. .	5500	6,00	8 ~ 12	0,450 ~ 0,550	0,26 ~ 0,20
Gas illuminante medio . . .	5000	5,50	7,50	0,450 ~ 0,650	0,27 ~ 0,20
Gas povero per rispetto all'antracite	7500	—	—	0,400 ~ 0,750	0,20 ~ 0,12
Gas povero per rispetto al gas di antracite	1250	0,85	1,1	2,000 ~ 3,000	0,25 ~ 0,18

Coll'uso dei numeri indicati in questa tabella il calcolo dei valori di N_i, ovvero d, s, n, riesce assai agevole e spedito. I valori di $C_o\ \eta_i$ si sceglieranno in relazione alla forza con legge di proporzionalità.

I due metodi, data la incertezza che ancora involge questo problema, potranno adoperarsi contemporaneamente, uno come controllo dell'altro.

6. La velocità media dello stantuffo, il numero dei giri, la corsa nelle motrici veloci. — Innanzi di abbandonare questo argomento generale troviamo opportuno di completarlo con alcune considerazioni.

La più importante questione a risolvere, che ha stretta attinenza colle calcolazioni precedenti, è quella che si riferisce alla determinazione degli elementi della formola:

$$v = \frac{2\,n\,s}{60}$$

e cioè della velocità media, del numero di giri e della corsa, quando si voglia istituire in tutti i suoi dettagli il progetto di una macchina in costruzione.

Noi abbiamo veduto che la corsa si può fissare in relazione al diametro con una certa latitudine; però in questi motori veloci tale latitudine ci porterebbe a variazioni di corsa comprese fra 1,20 d e 0,75 d, dalle macchine piccole alle più potenti, nelle quali ultime necessariamente si verifica per le macchine veloci il caso nuovo nella costruzione dei motori a gas, per cui la corsa è sensibilmente inferiore al diametro.

Viceversa la velocità pratica dello stantuffo è pur essa un elemento non preciso, talchè l'esperienza la fa oscillare fra gli estremi di m. 3 a 6 al 1″. Abbiamo però osservato che, per rispetto al rendimento termico, conviene aver ricorso alle velocità maggiori; ma, a superare il limite pratico, che sembra estremo di m. 6 al 1″, si oppone il pericolo del ritardo allo sviluppo della pressione massima, in quanto l'infiammazione della miscela non è

mai istantanea, nè la propagazione della fiamma avviene mai eccessivamente rapida. Le condizioni si fanno migliori se la compressione è elevata, e se si evita quanto si può il raffreddamento all'esterno, cosa impossibile ad ottenere nei motori a gas; ma questo raffreddamento riesce minore quanto più grande è la riproduzione delle fasi nell'unità di tempo, e cioè quanto più si riduce il tempo in cui può avvenire la fase di trasmissione del calore all'esterno. Sotto questo aspetto, come già dicemmo, la macchina veloce supera le altre.

La velocità di infiammazione delle masse gasose, compresse o no, varia sensibilmente secondo la loro composizione e le altre proprietà fisiche, ed il problema relativo è ancor poco conosciuto. Si può tuttavia esprimere con formola la legge che lega fra di loro le velocità V di propagazione della fiamma al 1″, lo spazio S lineare che tale propagazione deve percorrere prima di arrivare alla pressione massima, elemento che è tutto di indole costruttiva, ed il numero di giri n_0 al 1″.

Riferiamoci perciò al diagramma della figura 11.

Suppongasi che la pressione massima abbia luogo in a. Il tempo per cui dura l'infiammazione, rappresentato in secondi da $t = \frac{S}{V}$, corrisponderà ad un angolo percorso dalla manovella di

$$\beta^0 = (t \,.\, n_0 \,.\, 360)^0 = \left(\frac{S}{V}\, n_0 \,.\, 360\right)^0$$

a questo angolo β corrisponde, nel caso di biella infinita e di manovella di raggio $r = \frac{s}{2}$, la frazione di corsa dello stantuffo

$$O\,x = r\,(1 - \cos\beta).$$

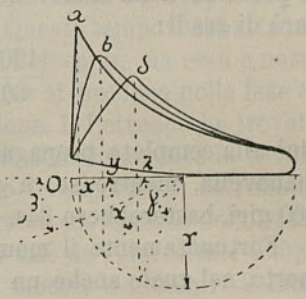


Fig. 11.

Se ora raddoppiasi o triplicasi il numero dei giri, l'angolo β diviene α e γ, e gli spazi percorsi dallo stantuffo per ottenere la pressione massima diventano

$$\alpha = \left(2\, n_0\, 360\, \frac{S}{V}\right)^0 \qquad \gamma = \left(3\, n_0\, 360\, \frac{S}{V}\right)^0$$

e le relative corse di stantuffo, diventano

$$O\,y = r\,(1 - \cos\alpha) \qquad O\,z = r\,(1 - \cos\gamma).$$

Si vede così che l'angolo di infiammazione cresce proporzionalmente al numero dei giri. Il ritardo allo sviluppo della pressione massima per rispetto al punto morto produce di conseguenza una sensibile perdita di lavoro. Vi è dunque tutto l'interesse a scemare il valore di β, il che non potrebbe ottenersi che scemando il numero dei giri (cosa contraria al nostro assunto), e ciò con grave danno del rendimento, o col modificare i due valori di S e V, scemando il primo, cioè la lunghezza della camera

di compressione (il che significa di ricorrere alle forti compressioni), o aumentando V.

Ma codesta velocità di propagazione V è un elemento sperimentale, i cui dati sono incerti. Se si consultano i lavori di Witz, Mallard, Lechâtelier, Berthelot ed altri, vedesi che tale velocità fu riconosciuta variare da m. 0,50 a 1,60 per 1″; si tratta dunque di una velocità limitata. Allo stato attuale della costruzione, coll'aumento delle compressioni, col miglior dosaggio delle miscele, con una circolazione d'acqua meglio studiata, si può ritenere che la velocità di propagazione ordinaria sia superiore ad un metro, e varii tra 1,00 e 1,50, secondo che le miscele sieno più o meno povere. Un aumento della velocità di propagazione della combustione era pur necessario se volevasi attuare l'utile tendenza ad aumentare la velocità dello stantuffo ed il numero di giri del motore.

Se prendiamo il caso di un motore che faccia 1200 giri al minuto, e quindi $\frac{1200}{60}$ giri al 1″, con una lunghezza di m. 0,010 di camera di compressione, e se si ammette che la velocità di propagazione sia di m. 1,20, il percorso della manovella per ottenere il massimo di pressione esplosiva sarà di gradi:

$$\frac{1200}{60}, \frac{0,010}{1,20} 360 = \text{circa } 58^{\circ}$$

cioè alla completa propagazione della fiamma occorrono 58° di percorso di manovella, mentre se, a pari condizioni, la velocità angolare fosse di 700 giri, basterebbero 34°.

Fortunatamente il momento dell'accensione ha luogo intorno al punto morto, nel quale anche un forte percorso di manovella corrisponde ad un piccolo spostamento dello stantuffo; perciò il tempo richiesto alla propagazione della fiamma non ha grande influenza sul lavoro, e la linea di esplosione può ritenersi parallela alle ordinate o quasi. Ciò però ad una condizione, che l'angolo percorso dalla manovella oltre il punto morto non superi i 20°, senza di che l'inclinazione della linea esplosiva diverrebbe eccessiva. Ma tale inclinazione si otterrebbe soltanto se l'accensione comincia al punto morto per macchine che abbiano una velocità di 400 giri circa al 1′.

Di qui la necessità nelle macchine veloci di disporre di un notevole avanzamento all'accensione. Così se noi potessimo avanzare l'accensione per modo che essa cominci prima del punto morto, e questo punto di avanzamento fosse scelto di maniera che il prodursi della massima pressione esplosiva non avvenisse al di là di 20° dal punto morto stesso, noi saremmo nella necessità, col dato sovra esposto di 1200 giri, di produrre il massimo avanzamento a 38°. Non bisogna però dimenticare che un eccessivo avanzamento produce una contropressione nell'ultima fase di compressione, talchè il diagramma nell'ultimo tratto di questa segue, anzichè la linea

normale di compressione *a b* (fig. 12), quella più rialzata *c a*. Ma l'effetto è di poca entità, dappoichè risulta da prove sperimentali che nel propagarsi dell'accensione l'aumento di pressione iniziale è molto lento, ed è solo quando la propagazione è quasi completa, che si produce il forte aumento di pressione, che dà origine alla pressione esplosiva.



Fig. 12.

Si vede di qui che il numero dei giri potrà essere portato al massimo che comporta il tipo speciale di motori, quando sia provveduto alla possibilità di avanzare l'accensione. In tal modo l'avanzamento riceve la sua spiegazione scientifica e pratica ad un tempo. Un eccesso di precessione all'accensione può esser dannoso quando il lavoro passivo così generato diventi eccessivo, e ciò a parte altre considerazioni di fatto, sopratutto quelle che riflettono gli urti e l'irregolarità di funzionamento, quando l'accensione sia di troppo anticipata.

Un altro fenomeno che influirebbe per ridurre il numero dei giri sta nel tempo necessario perchè la miscela gasosa divenga uniforme, e cioè le particelle di combustibile gasoso (o liquido, polverizzate od evaporate) si diffondano uniformemente nella massa dell'aria. Questo tempo è abbastanza lento, secondo risulterebbe dalle esperienze di Petreano; ma esso è notevolmente sollecitato dal movimento vorticoso che si produce nella fase di aspirazione, e più ancora nella fase di compressione. Il Petreano ha trovato che 1 litro di metano richiede 10″ per diffondersi completamente in 10 litri d'aria, alla pressione atmosferica; ma mancano le esperienze sull'effetto che nel sollecitare le miscele intime può produrre il movimento dello stantuffo; benchè si possa ritenere che esse sieno tali da ridurre tale tempo ad una frazione di secondo. In ogni caso in un motore a 1200 giri il fatto deve compiersi in $^1/_{40}$ di 1″.

Come al ritardo di propagazione provvedono l'aumento di compressione e l'avanzamento all'accensione, così a meglio assicurare la diffusione converrebbe disporre di una certa capacità tra le valvole distributrici ed il punto di presa della miscela o degli elementi di questa, capacità che può essere costituita da semplici tubi. Per converso tale capacità, o la troppa distanza (il che è lo stesso) del carburatore, o delle prese di aria e di gas, può dare origine ad inconvenienti, se per un accidente qualsiasi (per un difetto di tenuta, ad esempio), l'esplosione si propaga nel tubo di ammissione.

Comunque, ritornando all'inizio di questa discussione, sembra che il miglior modo per procedere nel fissare gli elementi n, s della formola del lavoro (essendo ordinariamente incogniti, a seconda dello scopo del problema, i valori di N_e, o di d), sia quello di stabilire n in base a quel valore che si vuole adottare, dato lo scopo del motore, fissando il massimo di $n = 1200$ per motori di carattere sportivo, assai veloci, e discendendo ad $n = 500$-700 per motori di carattere industriale. Si fisserà inoltre la

velocità tra 3,50 e 5 metri al 1″, in relazione al suddetto numero di giri, determinando così il valore di s colla

$$s = \frac{60\,v}{2\,n}.$$

In tal modo se il valore N_e è dato, si potrà determinare d, e non resterà che verificare quale sia il rapporto d/s affinchè tale rapporto non si allontani di troppo dai valori pratici, modificando, se sarà il caso, il valore di v ed n, e ripetendo il calcolo per giungere ad un valore d/s, praticamente accettabile.

È fuori di discussione che, siccome d diminuisce quando s aumenta, e siccome gli sforzi in gioco sono proporzionali a d^2, così per la leggerezza degli organi potrà convenire di eccedere alquanto nella scelta di s. Ma poichè il vincolo che ci fissiamo nel numero di giri elevato restringe la latitudine sulla scelta di s, la nostra libertà è alquanto limitata; cosa che già del resto è stata precedentemente accennata.

Allo scopo di costruire motori assai leggeri e potenti si è tentato in questi ultimi tempi di dare alla velocità dello stantuffo un valore superiore ai massimi fino ad oggi impiegati di m. 5 e 6 al 1″, e si è arrivati, in qualche studio per motore di aeroplano, alla velocità eccezionale di 10 a 12 metri al 1″.

Si comprende come possa in tal modo ottenersi una grande potenza specifica del motore senza eccedere nel numero dei giri, e ciò col conveniente aumento della corsa, in base alla nota relazione $v = \frac{2\,n\,s}{60}$.

Ma questi eccessi di velocità sono compatibili col fenomeno della propagazione lenta della fiamma? Cogli effetti dell'inerzia e dell'equilibrio del motore?

Accenniamo semplicemente al problema senza per ora risolverlo.

7. Considerazioni pratiche sui motori a grande velocità. — Le considerazioni svolte mettono in luce sufficiente i caratteri di funzionamento di un motore veloce mono- o policilindrico; ma prima di procedere oltre all'esame delle sue parti è bene che questo capitolo generale sia completato da alcune osservazioni di interesse pratico.

Il tipo del motore veloce funzionante a quattro tempi ha raggiunto ormai una forma che sembra essere definitiva, e che non è alterata dalle differenze costruttive che possono esistere tra una casa costruttrice e l'altra. Ciò non è ultima prova della maturità alla quale è arrivato il motore veloce, perchè la ricerca del nuovo a tutti i costi è fatale allo sviluppo industriale di un tipo.

Questa specie di unità nel tipo non esclude le varianti che lo adattino alle varie applicazioni. Quando sia soddisfatto il concetto generale che una macchina deve dare la certezza del buon funzionamento e la sicurezza

della durata, proporzionale al genere del suo impiego, le altre qualità di dettaglio sono subordinate al modo di applicazione. Un motore piccolo d'automobile o d'aviazione comporterà forme costruttive diverse dal motore che sia destinato ad un impiego industriale od alla navigazione; un motore fisso non diverrà locomobile per il solo fatto di essere piantato su quattro ruote. La principale delle condizioni che una macchina deve soddisfare fa passare in seconda linea le altre; e questo dà origine, nella unità della concezione, alla varietà voluta dalle applicazioni.

La forma tipica del motore veloce a grandi giri è la *forma verticale* — il tipo *pilon* — col cilindro in alto e l'albero alla base. Questa forma, che il Guldner preconizzava per le macchine di grandi dimensioni come la più logica, ha avuto, prima che in queste, il suo massimo successo nelle macchine piccole e veloci ad uno o più cilindri. Le ragioni che sorreggono questo indirizzo hanno un carattere generale. La macchina verticale ha un rendimento meccanico più elevato (del 5 al 10 %) di quello delle macchine orizzontali, e le perdite per fughe dello stantuffo sono assolutamente trascurabili, per poco che la lavorazione sia ben fatta, come appunto avviene delle moderne macchine veloci per i mezzi perfezionati con cui si ottiene. Nella macchina verticale infatti l'attrito dello stantuffo sul cilindro è minore in ragione specialmente dell'eliminazione del peso; e le molle dello stantuffo si adattano bene al cilindro in tutte le posizioni. Aggiungasi, e lo vedremo meglio a suo tempo, che la lubrificazione può essere assicurata in modo più uniforme. L'intelaiatura della macchina verticale poi, nel momento dello sforzo massimo, è soggetta a tensioni minori e sovratutto a sforzi di flessione trascurabili.

La motrice verticale permette inoltre una miglior distribuzione delle valvole e dei condotti, rende più facile di applicare le prime sul coperchio se si vogliono ottenere compressioni elevate; permette di disporre con facilità i cilindri paralleli collo stesso albero motore; di formare del *carter* una capsula chiusa di grande efficacia per la lubrificazione e per la protezione degli organi in moto. Essendo, per la migliore guida dello stantuffo, inutile ogni sistema di testa a croce (e ciò valga anche per le macchine potenti), l'altezza della motrice è sempre limitata.

L'equilibrio delle masse essendo più facile e sicuro, e agendo sulle fondazioni costantemente degli sforzi quasi verticali, queste possono tenersi leggerissime, ed in molti casi, come nelle applicazioni ai trasporti, sono pressochè inutili. Le valvole sono più accessibili; se il cilindro è provvisto di coperchio, la levata degli stantuffi per l'ordinaria manutenzione è agevole.

La forma verticale, che è diventata tipica pel motore veloce a grande numero di giri, ha così la sua piena giustificazione nei vantaggi che le appartengono.

Potremo ora chiederci se nelle macchine verticali veloci di maggior forza può convenire l'uso della *testa crociata*. La soluzione contraria all'uso della testa a croce per le macchine di piccola forza è fuori di contestazione.

Ma la soluzione ci sembra debba essere eguale anche per le macchine di maggior forza, almeno allo stato presente della costruzione. Noi non crediamo infatti che anche nelle applicazioni industriali di queste macchine convenga, senza pericolo di perdere molti dei vantaggi enunciati (avendosi poi riguardo al fatto di una costruzione che si presenta nuova e che ha bisogno di una sufficiente sanzione dell'esperienza e del tempo) superare il diametro di 300 mm., al quale può corrispondere, con $n = 600$ e con $v = 4$ m. al 1″, una corsa di 0,20. Ed in questo caso si sviluppa per ogni cilindro col gas povero un lavoro di 27 a 30 cavalli, e col petrolio di 40 a 45 cavalli; sicchè, volendosi forze maggiori, bisogna moltiplicare il numero dei cilindri a 4, 6, 8, ecc.; ed oltre questi limiti moltiplicare le motrici. In tali condizioni la lunghezza dello stantuffo, senza eccedere nell'altezza della macchina, può farsi sufficiente per la doppia funzione di chiusura e di guida. In ogni caso nulla esclude che per queste speciali macchine si possa disporre entro il *carter*, opportunamente foggiato, di una testa a croce, rendendo allora minore la lunghezza dello stantuffo; ma è intuitivamente assai dubbio che ciò possa essere vantaggioso.

L'altro problema, se cioè nei motori veloci potrà avere successo l'*impiego del doppio effetto*, sembra potersi decidere in senso negativo, per la maggiore complicazione che ne risulta per macchine il cui carattere è la semplicità, e per la maggiore altezza che prenderebbe il meccanismo, tanto più che è difficile conseguire il doppio effetto senza l'impiego della testa crociata. La macchina a doppio effetto porta come necessaria esigenza il raffreddamento dello stantuffo e dello stelo, una grande difficoltà nell'assicurare la lubrificazione, cose ammissibili soltanto nelle macchine il cui stantuffo abbia dimensioni superiori alla massima che noi riteniamo accettabile per le applicazioni che ci interessano.

Assolutamente logica invece nelle piccole macchine veloci è la *moltiplicazione dei cilindri*, che, nel funzionamento a semplice effetto, per la regolarità e la semplicità dell'equilibrio dovrebbe essere almeno di 4, tutti facenti presa sullo stesso albero motore, e disposti paralleli fra loro. Questo problema della disposizione dei cilindri sarà esaminato al capitolo che tratta dell'equilibrio e della regolarità. Ci limitiamo quindi a dire che le disposizioni in *tandem*, che sono entrate in voga per le macchine fisse orizzontali, non possono avere legittimo successo per queste macchine, salvo che si volessero sviluppare forze rilevanti senza oltrepassare il diametro massimo stabilito, nel qual caso la disposizione in *tandem* verticale per le macchine veloci aventi però un numero di quattro cilindri doppi (totale otto cilindri) può presentare dei vantaggi.

È da escludere invece ogni tentativo di applicare alle motrici a gas l'*espansione multipla*. È certo che nelle motrici a quattro tempi, ove il grado di compressione è eguale al grado di espansione, specie quando la pressione esplosiva è elevatissima, una parte abbastanza sensibile del lavoro si perde nello scarico, in quanto l'apertura del medesimo si verifica

quando l'espansione è lungi dall'esser completa. Questa apertura ha luogo infatti nelle varie circostanze, quando la pressione interna è ancora di 1,5 a 4 atmosfere. I vari sistemi speciali coi quali si è voluto ottenere il grado di compressione indipendente da quello di espansione nei motori a quattro tempi non hanno incontrato il successo nella pratica, ed il solo che è rimasto non ha risolto il problema così come doveva risolversi, ma è stato utile per ottenere un mezzo di regolazione assai semplice, che è pure quasi esclusivamente adoperato nei motori veloci. E ci spieghiamo. L'indipendenza del grado di compressione da quello di espansione si ottiene col regolare il momento di chiusura della valvola di ammissione, in modo da ottenere un volume di aspirazione minore di quello della corsa effettiva (fig. 13). Così se la corsa è s, e se l'aspirazione si chiude in A, l'aspirazione effettiva si riduce al tratto s_a, e se si chiude in B si riduce al tratto s'_a. Da quel momento non entra più miscela nel cilindro, e quella entrata si rarefa nel resto di corsa. Si ottiene così l'indipendenza dei due gradi. Lo stesso effetto può del resto ottenersi con un altro mezzo, quello cioè di produrre uno strozzamento sul tubo d'ammissione, così che la miscela, entrando nella intera corsa più rarefatta, corrisponde effettivamente ad un volume di aspirazione minore. In tal modo si ha nel cilindro, durante tutta l'aspirazione, un grado di depressione permanente.

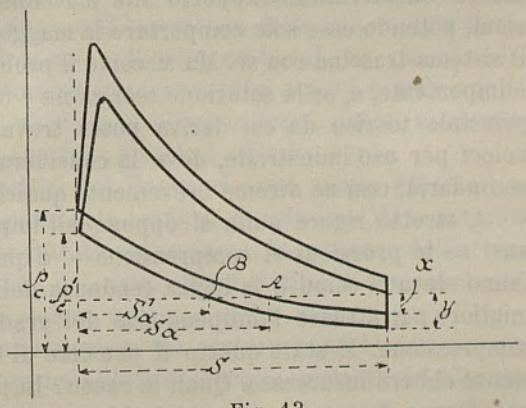


Fig. 13.

Quando o l'un sistema o l'altro viene adottato per ottenere una determinata compressione p_c p'_c, ritenuta sufficiente allo scopo del buon rendimento, esso costituisce una soluzione certamente logica del problema che ci occupa.

Ma tal metodo offre alcuni inconvenienti nelle motrici piccole e veloci. In primo luogo, più si riduce la corsa di aspirazione effettiva, più è difficile arrivare al grado di compressione massima, ed in secondo luogo è evidente che, a parità di forza sviluppata, aumentano alquanto le dimensioni del cilindro.

Ne è risultato che questo sistema non ha avuto (dato che la possa avere nelle applicazioni future industriali dei motori rapidi a scoppio) nessuna diffusione, e di solito la forma delle camme della distribuzione non ne tiene alcun conto. Esso ha avuto invece applicazione estesa nel mezzo di regolazione applicato a queste motrici: quello cioè di sottoporre al comando del regolatore, mediante strozzamento provocato nel tubo di ammissione, la

variazione delle quantità di miscela aspirate nel cilindro. Che tal sistema sia veramente logico sotto ogni aspetto è lecito il dubitarne, dappoichè, non potendosi modificare, insieme al volume aspirato, anche la camera di aspirazione, scema la pressione di compressione. Ma questo sarà argomento sul quale ritorneremo a suo tempo per meglio precisarne le condizioni.

Piuttosto il problema della indipendenza del grado di ammissione dal grado di compressione può presentare un'altra soluzione, quella cioè della *espansione doppia* in un secondo cilindro di maggiori dimensioni, come si è fatto per le macchine a vapore. È questa una soluzione logica del problema? Certamente, se tale soluzione avrà luogo, dovrà essere principalmente considerata in rapporto alle macchine potenti e di grandi dimensioni, potendo esse sole comportare la maggior complicazione di organi che il sistema trascina con sè. Ma siccome il problema economico che vi è unito è importante, e, se la soluzione teorica ne è favorevole, nulla esclude che il principio teorico da cui deriva possa trovare applicazione nelle motrici veloci per uso industriale, dove la considerazione del peso del motore è secondaria, così ne diremo brevemente qualche parola.

A stretto rigore nulla si oppone all'impiego dell'espansione doppia, anzi se le pressioni di compressione — e quindi quelle di esplosione — si fanno elevate, come è la logica tendenza dell'oggi, non si vedrebbe mezzo migliore per attuare l'indipendenza del grado di espansione da quello di compressione. È stato questo il pensiero di Otto e di Diesel. Ma le esperienze ebbero insuccesso. Quali le cause? In primo luogo queste esperienze non furono fatte nè con motori abbastanza potenti, nè con compressioni abbastanza elevate per giustificare l'uso della doppia espansione. In secondo luogo si deve notare che il limitato calore specifico dei gas e la forte temperatura loro al passaggio dal cilindro ad alta in quello a bassa, che obbliga a raffreddare energicamente sia gli organi di distribuzione intermedii, sia il cilindro a bassa pressione (dove pel maggior diametro l'effetto delle pareti è intenso) creano una tale caduta di pressione in tal passaggio, da compensare i benefizi che il sistema in teoria potrebbe dare. In teoria dunque il sistema dovrebbe riescire; in pratica ha incontrato difficoltà enormi, e i risultati furono tutt'altro che soddisfacenti. Non deve del resto dimenticarsi che anche nelle macchine a vapore il benefizio dell'espansione multipla è dovuto a fenomeni indipendenti dalla teoria, e cioè a fenomeni di rievaporazione del vapore condensato. In queste condizioni noi riteniamo che il funzionamento ad espansione multipla non sia destinato a grande avvenire nella costruzione dei motori a gas, e più specialmente dei motori veloci, ove la semplicità della costruzione giuoca un importante officio, senza per questo escludere *a priori* che esso non possa trovare impiego col tempo, specialmente se l'uso dell'iniezione di acqua, adottato da Banki, come correttivo delle alte pressioni di compressione e dei fenomeni di accensione anticipata che ne derivano, troverà più larga diffusione.

Questo accenno ci conduce a dire due parole su un argomento che è stato oggetto di contestazioni teoriche, dopo che Banki ottenne per primo nel suo motore a petrolio a quattro tempi dei risultati economici assai soddisfacenti, *iniettando nel cilindro del motore dell'acqua durante la fase di compressione.* Potrà essere pratica tale iniezione nei motori veloci, supposto che essa sia effettivamente conveniente dal lato del rendimento? Certamente no, se ci limitiamo a considerare i motori di automobili e di navigazione aerea, poichè, anche limitandone la quantità a litri 0,80-1,20 per cavallo-ora, secondo i dati che risultano dalle esperienze dello stesso Banki, caricheremmo il trasporto di una riserva troppo onerosa pel peso e pel servizio. Ma noi dobbiamo ricordare che, secondo il concetto informatore di quest'opera, il motore veloce deve, coll'esperienza fatta nel campo sportivo, entrare risolutamente nel campo utilitario, ed in tal caso non si vede la ragione perchè nei trasporti industriali terrestri ed acquei, e nelle applicazioni dei motori veloci alle industrie ed all'agricoltura, questo elemento di economia non debba essere adottato, se tale è effettivamente.

I teorici, contro le affermazioni del Banki, si sono subito affrettati a dimostrare che, dal lato del rendimento termico, la iniezione di acqua non poteva presentare utilità. Ed in questo conveniamo; la presenza dell'acqua abbassa la temperatura massima del ciclo, quindi il salto di temperatura; il vapore prodotto aumenta il calore specifico della miscela, quindi una maggior perdita di pressione allo scarico. Ma costoro non si sono accorti che le obbiezioni di carattere teorico all'uso dell'acqua iniettata nel cilindro sfondavano una porta aperta.

Ben altro indirizzo aveva condotto l'inventore a questa iniezione, indirizzo di carattere pratico, i cui risultati erano capaci di invertire l'effetto dei principii puramente teorici.

Il Banki è partito da due considerazioni: l'una, che nei motori ad esplosione i gas possono essere raffreddati quanto vuolsi nella fase di compressione, posto però che, colla conveniente riduzione della camera di compressione, si abbia una pressione elevata; l'altra, che quanto più elevata è la pressione di compressione tanto più elevato è il rendimento. Ora, volendo raggiungere questo risultato e toccare pressioni di compressione, da cui venissero poi pressioni esplosive eguali a quelle che il Diesel raggiungeva nel suo motore (35-45 atmosfere), era necessario evitare ogni accensione spontanea prematura nella miscela, e quindi il suo riscaldamento eccessivo. Da ciò ha avuto origine l'iniezione d'acqua, ed il risultato ha corrisposto alle aspettative dell'inventore, poichè il consumo di gas-luce discese a litri 380-420 p. HP-ora, e quello di petrolio a gr. 210-230 p. HP-ora. Ma tale benefizio nel consumo non è dovuto al fatto dell'iniezione d'acqua per sè, ma al fatto che tale iniezione praticata in una miscela già formata (com'è nel tipo a quattro tempi), e quindi soggetta ad esplodere per troppo alta temperatura, evita ogni eccesso di questa, malgrado le compressioni fortissime.

È presumibile che tale sistema possa giustificare, per la presenza del vapore, la doppia espansione. Le ragioni ne sembrano evidenti. Ma poichè tale esame ci porterebbe lontano da quello che è il campo definito della nostra opera, ci limitiamo a questo semplice accenno.

8. Motori ad asse spostato. — Una delle particolarità recenti nella costruzione dei motori a scoppio è quella dei *motori ad asse spostato*. Diamo questo nome alle macchine quando l'asse del cilindro non incontra l'asse di rotazione della manovella. Il principio che ha dato origine a tale disposizione, attuata inizialmente da Mors nelle automobili, ebbe anche applicazione nei motori industriali tipo *pilon* costrutti dalla casa Ramsey di Filadelfia. Tale principio è riconosciuto ormai da tutti come di pratica efficacia; discutendosi solo ormai sulla convenienza di uno spostamento più o meno grande. Mettiamo in evidenza le particolarità del sistema.

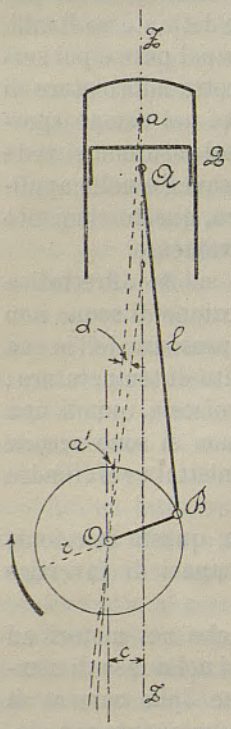


Fig. 14.

Rappresentiamo colla figura 14 lo stantuffo Q, moventesi nella direzione zz spostata rispetto alla verticale passante pel centro O della manovella della distanza e. La fase motrice (di discesa) avvenendo dalla parte dello spostamento, l'obliquità della biella si mantiene per questo tratto minore. Di qui i vantaggi, specialmente rispetto alle forze di inerzia, che derivano da tale obliquità nel periodo di esplosione. La qual cosa permette evidentemente di ridurre il rapporto r/l tra il raggio di manovella e la lunghezza della biella.

Se consideriamo poi le due posizioni estreme dello stantuffo, punto morto superiore a ed inferiore, noi possiamo facilmente riconoscere che in questa corsa, l'arco percorso dal bottone di manovella è maggiore di 180° e che la corsa dello stantuffo è maggiore di $2r$.

È facile verificare, con procedimento geometrico, che la nuova lunghezza della corsa è data dalla relazione:

$$r\left(\sqrt{\left(\frac{l}{r}+1\right)^2-\left(\frac{e}{r}\right)^2}-\sqrt{\left(\frac{l}{r}-1\right)^2-\left(\frac{e}{r}\right)^2}\right)$$

espressione che, per $\frac{l}{r}=4$ ed $\frac{e}{r}=0{,}5$, quali si usano nella pratica, dà la corsa di 2,017 r. Tale aumento coi dati pratici sarebbe insignificante. Ma diverrebbe importante se, in relazione a quanto alcuno propone, si facesse $e=r$ come appunto viene fatto nel motore americano Ramsey.

L'angolo α di cui è aumentato il percorso della manovella oltre i 180° è dato da

$$\cos \alpha = \frac{e^2 + \sqrt{((l+r)^2 - e^2)\,(l-r)^2 - e^2)}}{(l+r)\,(l-r)}.$$

L'aumento della corsa di espansione tende a correggere in qualche modo il difetto che si rimprovera ai motori a quattro fasi, e cioè di una

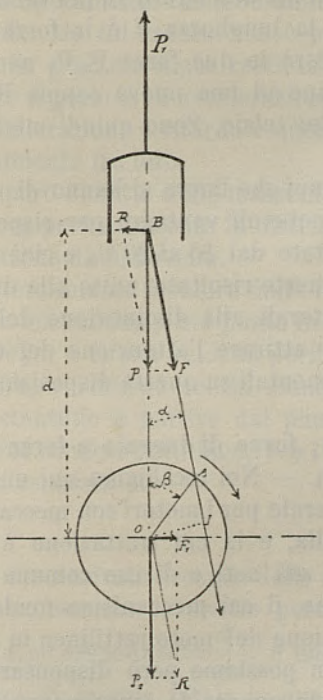


Fig. 15.

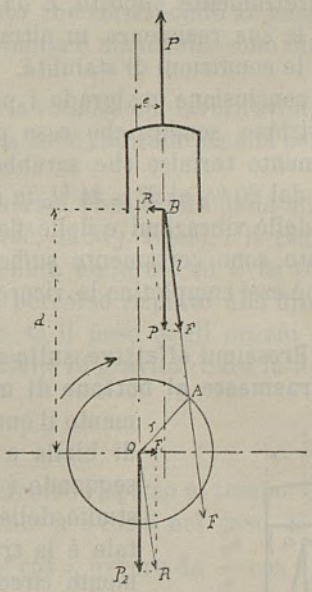


Fig. 16.

espansione troppo breve. L'aumento della corsa di espansione si verifica, come è naturale, anche nella corsa di aspirazione, e ciò è indubbiamente un vantaggio.

Si fa al sistema l'obbiezione che, se lo spostamento dell'asse è troppo forte, la massima obliquità della biella diviene maggiore nel motore ad asse spostato che in quello ordinario. Ma si deve anche notare che questa massima obliquità ha luogo quando la pressione esercitata sullo stantuffo è minima, e inoltre che l'obliquità scema assai rapidamente.

Un'altra considerazione risulta favorevole a tale sistema. Noi sappiamo che nel funzionamento dei motori esiste una coppia di reazione derivante dalla reazione che lo stantuffo esercita sulla parete del cilindro per effetto dell'obliquità della biella, coppia rappresentata (fig. 15) dalla componente della pressione sullo stantuffo normale alla direzione del moto R moltiplicata per la distanza d tra il perno dello stantuffo e il centro dell'albero, Rd.

Il valore di R scema col diminuire dell'obliquità della biella, ma *d* aumenta; onde il valore R *d* non varia di molto. Inoltre più alto è il motore più facili ne sono le oscillazioni. Il valore di questa coppia è inversamente proporzionale a *cos* α (essendo α l'angolo formato dalla direzione del moto e dalla direzione della biella) e quindi non può essere diminuita in grande proporzione.

Consideriamo ora la figura 16 equivalente alla figura 15 per un motore ad asse spostato di *e*. Essendo eguali la lunghezza *d* e la forza P, la coppia R *d* ha un valore minore assai. Però le due forze P_1 P_2 non sono più direttamente opposte, e dànno origine ad una nuova coppia P *e* che trova la sua resistenza in altra parte del telaio. Sono quindi migliorate anche le condizioni di stabilità.

In conclusione, malgrado i pochi esempi che finora si hanno di questa disposizione, sembra che essa presenti notevoli vantaggi per rispetto al rendimento termico che sarebbe aumentato dal 16 al 20 % e cioè passerebbe dal 20 % al 23 ~ 24 % in media. Questo risultato, unito alla diminuzione delle vibrazioni e delle flessioni laterali, alla diminuzione del logoramento, sono certamente sufficienti per attirare l'attenzione dei tecnici affinchè essi completino le ricerche sperimentali su questa disposizione.

9. Pressioni effettive sullo stantuffo; forze di inerzia e forze effettive trasmesse al bottone di manovella. — Noi tocchiamo qui un argomento il quale è generale per i motori con meccanismo di biella e manovella, e la cui trattazione è fatta seguendo i principii già noti e di uso comune nello studio delle macchine, il cui meccanismo fondamentale è la trasformazione del moto rettilineo in movimento circolare. Non possiamo però dispensarci dal prenderlo in esame, in quanto le conseguenze che se ne ricavano hanno grande influenza sull'equilibrio dei motori, sulla loro regolarità e sulla calcolazione delle loro parti e specie del volano.

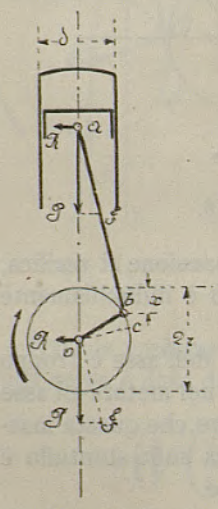


Fig. 17.

Facendone l'applicazione speciale alle macchine ad esplosione a quattro tempi, ne risulta pure la applicazione immediata per le macchine a combustione tipo Diesel, ormai ridotte al tipo classico dei quattro tempi, ed a quelle a due tempi di cui si dirà in appresso.

Il meccanismo di trasmissione è rappresentato nella figura 17. Per esso possiamo riconoscere quali siano le pressioni effettivamente trasmesse alla biella e al bottone di manovella. Or queste pressioni vengono sensibilmente modificate, da quanto risulterebbe in base al semplice studio geometrico del meccanismo, per l'effetto dell'inerzia dei pezzi dotati di moto rettilineo alternativo, costituiti dallo stantuffo dal suo perno e da una frazione del

peso della biella che si può ritenere concentrata sul perno dello stantuffo ($^1/_2$ o $^1/_3$ del peso della biella). Or queste masse obbligate per ogni corsa ad invertire il loro movimento devono necessariamente percorrere il primo tratto di corsa con moto accelerato, ed il successivo tratto con moto ritardato per venire alla velocità zero ai punti morti, ove ha origine l'inversione del moto.

L'acceleramento richiede un lavoro che è sottratto al lavoro utile sullo stantuffo. Ma tal lavoro non è perduto, poichè nella fase ritardatrice le masse in moto alternato restituiscono il lavoro di forza viva accumulato durante il periodo di accelerazione. Il punto che corrisponde al passaggio tra accelerazione e ritardo è quello in cui biella e manovella sono disposte normalmente fra loro.

Se però l'effetto delle masse non altera la totalità del lavoro sviluppato, ne altera profondamente la distribuzione sia sullo stantuffo sia alla periferia del bottone di manovella.

Determiniamo il valore della forza di inerzia. Essa è data dalla massa M per l'accelerazione j nel punto in esame, cioè, da Mj. Sieno, r il raggio di manovella, v la sua velocità periferica ritenuta uniforme ed ω la velocità angolare, φ l'angolo che la manovella ha percorso rispetto alla direzione dello stantuffo a partire dal punto morto, Q il peso degli organi che si muovono di moto rettilineo, e g l'accelerazione di gravità. Sarà la forza di inerzia espressa da

$$\frac{Q}{g} \cdot j \cdot$$

Ora j è la derivata seconda dello spazio percorso rispetto al tempo. Questa derivata, essendo lo spazio percorso eguale a $r \cos \varphi$ nel caso di *biella infinita*, ed essendo $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$, è data da $r\omega^2 \cos \varphi$, ovvero da $\frac{v^2}{r} \cos \varphi$; onde la forza di inerzia totale in qualsiasi punto dello stantuffo ha il valore assoluto di

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{Q}{g} \cdot r\omega^2 \cos\varphi \quad \text{ovvero} \quad \dfrac{Q}{g}\dfrac{v^2}{r} \cdot \cos\varphi \\ \text{o mettendo in evidenza il numero dei giri} \\ \dfrac{Q}{g} \cdot \dfrac{\pi^2 r n^2}{900} \cdot \cos\varphi \end{array}\right\} \quad (1)$$

Se si ritiene invece *finita* la lunghezza della biella, il valore della forza di inerzia è (dispensandoci dallo svolgere i calcoli relativi) dato con grande approssimazione da

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{Q}{g} r\omega^2 \left(\cos\varphi \pm \dfrac{r}{l} \cos 2\varphi\right) \\ \text{ovvero} \\ \dfrac{Q}{g} \cdot \dfrac{\pi^2 r n^2}{900} \left(\cos\varphi \pm \dfrac{r}{l} \cos 2\varphi\right) \end{array}\right\} \quad (2)$$

l essendo la lunghezza della biella. Questa pressione andrà, durante il periodo di accelerazione, a diminuire la pressione P sullo stantuffo, mentre l'aumenterà nel periodo di ritardo. Il punto che separa le due fasi, e cioè quello in cui la pressione del fluido si trasmette integra allo stantuffo, corrisponde, come si è detto, al punto in cui biella e manovella sono fra loro normali.

Nel caso di biella infinita questo punto è alla metà della corsa e la linea della forza di inerzia è una retta obliqua sull'asse della corsa e colle sue ordinate estreme eguali. Infatti $\cos\varphi = \frac{r-x}{r}$; così per $x = o$ e $x = 2r$ i valori di $\cos\varphi$ sono eguali fra loro e di segno contrario.

Ma per biella finita ciò non avviene; il punto di incrocio non è a metà corsa e le due ordinate estreme non sono fra loro eguali. La curva rappresentativa delle pressioni di accelerazione è parabolica.

Se ora dividiamo il valore delle relazioni (1) e (2) per l'area dello stantuffo motore avremo le forze di inerzia riferite all'unità di area dello stantuffo; e le chiameremo *forze di inerzia specifiche*. Questa trasformazione è necessaria se i diagrammi del motore, come è di solito, si riferiscono all'unità di area dello stantuffo.

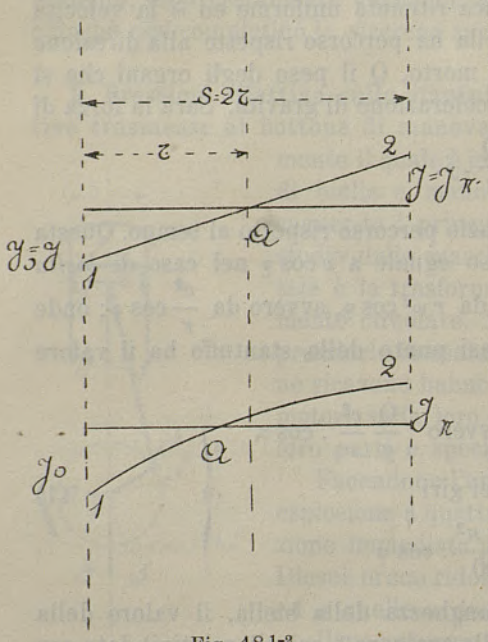


Fig. 18 1-2.

In questo caso, fatto $\frac{\pi d^2}{4} = O$ si ha:

biella infinita

$$y = \frac{Q}{g\,O}\, r\,\omega\cos\varphi \qquad (3)$$

biella finita

$$y = \frac{Q}{g\,O}\, r\,\omega^2\left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right) \qquad (4)$$

Le due linee delle forze di inerzia sono rappresentate nella fig. 18 1-2. La seconda può essere con grande approssimazione tracciata così: Calcolasi colla (4) l'ordinata y_o e l'ordinata y_π (sarà $y_o > y_\pi$), determinasi geometricamente il punto A pel quale biella e manovella sono normali; e per i tre punti 1, A, 2 si conduce un arco di circolo, il quale si confonde sensibilmente coll'arco di parabola teorico.

Da quanto è detto fin qui risultano alcune importanti considerazioni pei motori veloci. Riferendoci alla fig. 17 vediamo che la pressione sullo stantuffo P si decompone in una pressione lungo la biella F ed in una pressione

normale R, reazione dello stantuffo sul cilindro; fatto naturalmente esistente nella considerazione di biella finita.

Anche malgrado lo spostamento di A dalla biella finita a quella infinita, pure il lavoro del triangolo negativo è eguale a quello del triangolo positivo. L'area di ogni triangolo è proporzionale al lavoro assorbito e restituito dagli organi aventi moto alternato, e cioè alla forza viva dei medesimi, ed è data dalla relazione:

per biella infinita $\frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \cos \varphi$,

per biella finita $\frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{2} \left(\cos \varphi + \frac{v}{l} \cos 2 \varphi \right)$.

Se trasportiamo le forze da a nel punto O, oltre alle forze stesse che agiscono su O e sollecitano gli organi del motore alla base, noi diamo origine a due momenti, il momento motore $F \cdot oc$, e il momento di reazione $R \cdot oa$.

L'azione delle forze di inerzia si eserciterà su F ed R nelle stesse proporzioni con cui si esercita su P, modificandone la distribuzione lungo la corsa; ma non le annulla. Notisi che il momento $R \cdot oa$ tende a produrre un'oscillazione del cilindro rispetto al centro dell'albero, la quale sarà massima nel periodo in cui è massima la pressione effettiva sullo stantuffo, e cioè nel periodo di esplosione. Si ha dunque modo, col regolare il peso dello stantuffo, di dare alla forza di inerzia specifica un tal valore, che possa dare la maggior uniformità possibile agli sforzi, e possa scemare l'effetto perturbatore del momento $R \cdot oa$.

Nelle macchine veloci, ove è grande la velocità angolare ω (che influisce su y pel quadrato) piccoli aumenti di Q potranno produrre a tale scopo degli effetti notevoli. È però a ricordare che l'eccessivo aumento di Q può dare allo sforzo d'inerzia dei valori tali da rendere più grave il problema dell'equilibrio, che sarà studiato in appresso; a meno che non si tratti di macchine così disposte col numero dei loro cilindri da effettuare questo equilibrio automaticamente.

A questo riguardo si noti che il momento $R \cdot oa$ non può essere equilibrato in nessun caso coll'aggiunta di organi complementari; onde nelle macchine monocilindriche dovrà aversi cura di renderlo il minimo possibile, mediante opportuni valori di ω, Q, e di $\frac{r}{l}$. Si noti però che nelle macchine policilindriche, le cui parti siano ben collegate rigidamente fra loro, vi è il compenso automatico di parte dei valori di $R \cdot oa$, in quanto a pari forza con un motore monocilindrico i valori di $R \cdot oa$ sono minimi; e cioè la stabilità della macchina, indipendentemente dall'equilibrio delle forze di inerzia, è maggiore.

Nella pratica il valore di y, giusta la formola (4), varia pei motori veloci fra i seguenti limiti:

Motori veloci industriali	chg.	0,1 a 0,05	per cmq.
» » per automobili	»	0,05 — 0,03	»
» » extra leggeri per aviazione	»	0,03 — 0,02	»

Voglionsi ora conoscere per ogni punto *le pressioni che sono effettivamente trasmesse alla manovella* tangenzialmente al circolo da questa percorso (fig. 19). Si ha

$$T = \frac{P \cdot \operatorname{sen}(\varphi + \alpha)}{\cos \alpha},$$

formola questa che vale per i valori di P (pressioni sullo stantuffo) totali come per i valori speciali di y, ottenendo gli sforzi di inerzia tangenziali colla

$$y \cdot \frac{\operatorname{sen}(\varphi + \alpha)}{\cos \alpha}.$$

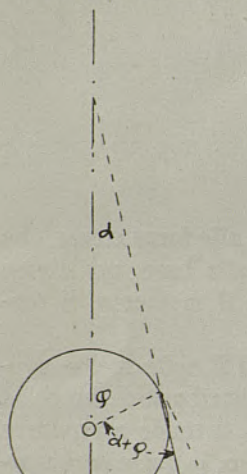


Fig. 19.

Il metodo che serve a trovare il diagramma degli sforzi tangenziali è ordinariamente un metodo

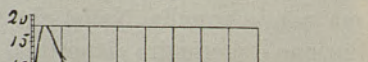


Fig. 20.

grafico, prescelto appunto per la maggiore comodità di applicazione che esso presenta.

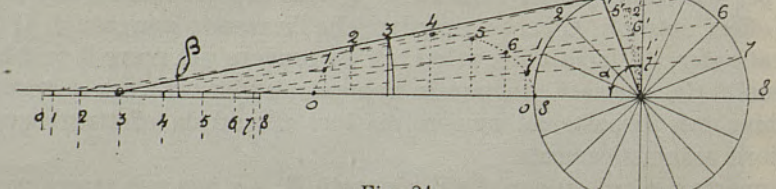


Fig. 21.

Si parte da un diagramma di indicatore pratico, quale è desunto dalla conoscenza di macchine analoghe, o da una concezione *a priori* del modo di funzionare del fluido sullo stantuffo; e in ogni caso tale che si possa ritenere fondatamente vicino quanto possibile al motore da calcolare.

Questo diagramma è rappresentato nella figura 20. Esso si divide poi con ordinate in un certo numero di parti, e nel caso della figura in otto parti che rappresentano in un giro sedici posizioni dello stantuffo, corrispondenti ad angoli eguali della manovella. Si traccia nello stesso tempo

il diagramma degli spostamenti relativi dello stantuffo e della manovella quale è rappresentato nella figura 21.

Si traccia poi la figura 22. Prendesi la retta AB, la cui lunghezza corrisponde a quattro volte la corsa, cioè a due giri della macchina, onde fare il tracciato per una fase completa, e si dividono su di essa le quattro fasi di aspirazione, compressione, esplosione e scarico. Si sviluppa su di essa il

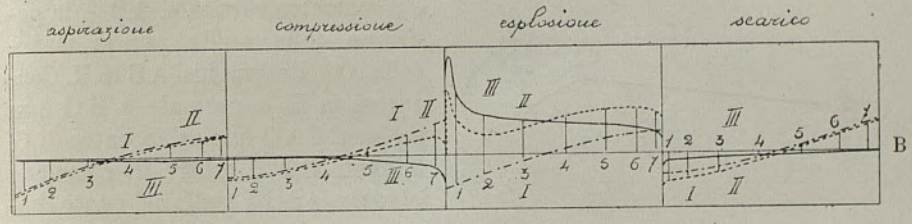


Fig. 22.

diagramma dell'indicatore, e per non complicare la figura si considerano separatamente sul diagramma (fig. 20) le quattro fasi e le loro curve. Si segnano sulla AB i punti corrispondenti alle 8 posizioni dello stantuffo quali risultano dalla figura 21, per eguali spostamenti della manovella, e si tracciano le curve delle pressioni specifiche di accelerazione nel modo indicato (curva I). Queste sono negative nella parte al disotto di AB, e positive al disopra. Per ognuno dei punti 0 a 8 in ogni corsa si prendono le pressioni del diagramma che corrispondono alla rispettiva fase, e posto che la scala delle pressioni del diagramma e quella delle accelerazioni di inerzia siano eguali, se ne fa la somma o la sottrazione ottenendo così la curva definitiva II che dà le pressioni effettive dello stantuffo.

Sul diagramma a titolo di confronto, il che nulla toglie alla generalità del tracciamento, è rappresentato con II il diagramma delle pressioni per macchine veloci a 1200 giri e con III il diagramma di macchine lente a 150 giri di pari forza motrice. Si vede che in questo caso l'effetto della inerzia è quasi nullo.

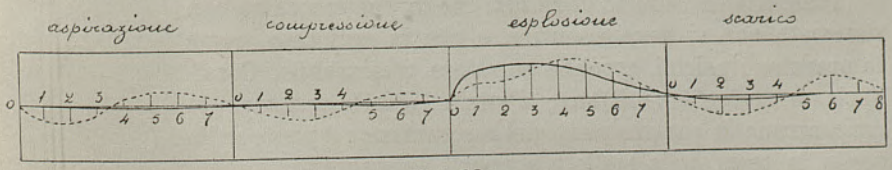


Fig. 23.

Di qui si passa al tracciamento degli sforzi tangenziali sul bottone di manovella determinando i valori relativi di T in base alla suddetta relazione per gli otto punti fissati per ogni corsa, riunendo gli estremi delle ordinate (T) con una curva. Si ottiene la figura 23 che costrutta in corrispondenza alla precedente ci dà, colla linea punteggiata, gli sforzi tangenziali per la macchina a 1200 giri, e con quella piena, gli sforzi per la macchina a 150.

Volendo togliere dal tracciato ogni calcolo algebrico basterà determinare graficamente quale sia per ogni istante lo sforzo tangenziale. Serve allo scopo una costruzione molto semplice (fig. 24). O è il centro dell'albero intorno al quale è tracciato il circolo della manovella di cui aa è il diametro verticale, AB è la posizione della biella per la manovella AO. Prolunghisi AB in H. Conducasi in B la normale a BO e si prolunghi AO fino all'incontro di C. Il punto C è il centro di rotazione istantanea della biella nel punto considerato. Ora se diciamo V_x la velocità variabile dello stantuffo e v quella costante della manovella ne risulta: BC: AC = $V_x : v$ e quindi OH: OA = $V_x : v$ e poichè P V_x = T . v sarà pure OH: OA = T: P, cioè

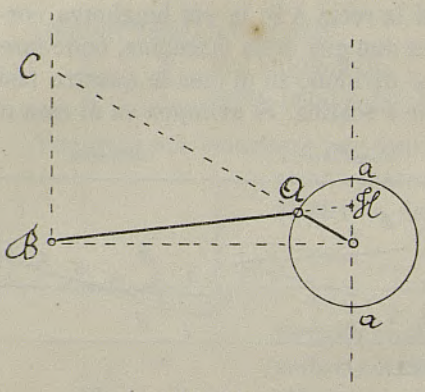


Fig. 24.

$$T = P \cdot \frac{OH}{v}.$$

Se il numero dei cilindri si moltiplica, colle fasi spostate, come avviene nei motori veloci a 4-6 cilindri, lo sforzo tangenziale sulla manovella assume un valore molto uniforme, il che, coll'alta velocità di rotazione, tende a render sempre minore il peso del volano. Ma sarà questo un argomento che svolgeremo allo studio di questo organo regolatore.

10. Dell'influenza della velocità dello stantuffo sulle resistenze di attrito. — È bene che noi esaminiamo brevemente l'influenza che la velocità dello stantuffo e il grande numero di giri possono avere sulle resistenze passive.

Trascuriamo l'effetto degli urti che in una macchina ben sistemata non si deve risentire, e che in ogni caso, come lo provano i calcoli, avrebbe un valore trascurabile. Consideriamo invece le resistenze d'attrito. Queste resistenze si concentrano in quattro punti del meccanismo: il piede della biella, la testa della biella, i sopporti, lo stantuffo.

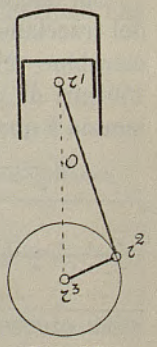


Fig. 25.

Piede di biella (fig. 25). — Siano N il lavoro in cavalli, s la corsa, n il numero dei giri, p_m la pressione media sullo stantuffo, θ l'angolo massimo che fa la biella coll'asse del cilindro, e f_1 il coefficiente di attrito tra lo spinotto dello stantuffo e la bussola o cuscinetto del piede di biella. Si ha che

$$p_m = \frac{75\,N \cdot 30}{s \cdot n}.$$

Il momento medio di attrito sul piede, che ha il raggio r_1, è $r_1 f_1 p_m$, e tal momento, in un giro di manovella, percorre lo spazio 2ϑ; onde il lavoro passivo di un giro è in chgmetri

$$W = r_1 f_1 p_m \cdot 2\vartheta.$$

Ora $\text{tang}\,\vartheta = 1/m$ se m è il rapporto tra biella e manovella e approssimativamente $\vartheta = 1/m$, onde

$$W = \frac{2}{m} \cdot r_1 f_1 \frac{30 \cdot 75}{s \cdot n} N,$$

ed esprimendo W in cavalli indicandone il valore con Q_1 sarebbe

$$Q_1 = \frac{W}{75} \cdot \frac{n}{60} = \frac{1}{m} \cdot r_1 f_1 \frac{N}{s}.$$

Testa di biella e sopporti. — Ragionamento analogo ci porta a stabilire il lavoro passivo W_2, Q_2, per la testa di biella nella forma

$$\text{chgmetri } W_2 = 2\pi r_2 \cdot f_1 p_m$$

r_1 essendo il raggio del bottone di manovella.

E per l'insieme dei sopporti, r_3 essendo il raggio dell'albero in corrispondenza coi medesimi si avrebbe

$$\text{chgmetri } W_3 = 2\pi r_3 f_1 p_m;$$

ed i lavori in cavalli, Q_2 Q_3 saranno rispettivamente

$$Q_2 = \pi r_2 f_1 \frac{N}{s}$$

$$Q_3 = \pi r_3 f_1 \frac{N}{s}$$

sicchè la perdita totale di lavoro $Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q$ sarà espressa da

$$Q = f_1 \cdot \frac{N}{s} \left(\frac{r_1}{m} + \pi (r_2 + r_3) \right).$$

Ora è bene notare subito che il rapporto $\frac{Q}{N}$, cioè della *perdita rispetto al lavoro totale è indipendente dal numero dei giri.* D'altra parte la corsa entra solo nel termine $\frac{r_1}{m}$ che è trascurabile rispetto all'altro $\pi (r_2 + r_3)$. Ma poichè s, n, v sono legati dalla relazione $\frac{2 s n}{60} = v$ si comprende che si può far crescere il numero dei giri e far variare m in grandi proporzioni senza che il rapporto $\frac{Q}{N}$ varii sensibilmente.

L'esame dunque delle resistenze passive sui perni del meccanismo è favorevole all'aumento della velocità dello stantuffo e del numero dei giri.

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

Veniamo ora a considerare le *resistenze dello stantuffo*. Queste resistenze passive sono di doppio ordine: 1° l'attrito dovuto alla fascia elastica che per forza propria e per effetto di molla interna si applica alla parete, e che dà luogo ad un lavoro passivo trascurabile; 2° l'attrito dovuto alla reazione laterale dipendente dalla obliquità della biella, agendo lo stantuffo come pattino sul cilindro. Nel sistema di biella-manovella A B C (fig. 26) sia in un dato istante p lo sforzo totale sullo stantuffo; esso è equilibrato dalla reazione diretta lungo la biella A q e dallo sforzo normale R che produce l'attrito f R. Si noti: 1° che tale attrito è sempre diretto in senso contrario a quello del movimento, e cioè dà sempre origine a lavoro passivo; 2° che quando il senso dello sforzo p cambia nel periodo di una corsa, lo sforzo di attrito, senza cambiare di senso cambia di lato, cioè si esercita dalla parte opposta.

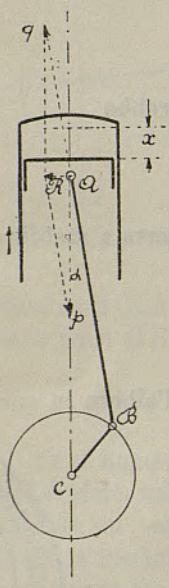


Fig. 26.

Se indichiamo con α l'angolo variabile che fa la biella coll'asse del cilindro, e con p la pressione variabile sullo stantuffo, e con x la corsa dello stantuffo in relazione ai valori di α e p, sarà il lavoro elementare della resistenza di attrito per questo titolo

$$f\,p\,.\,\text{tang}\,\alpha\,.\,d\,x$$

e per avere così la rappresentazione dell'energia perduta per attrito basterebbe costrurre la curva $y = f\,p\,\text{tang}\,\alpha$ in funzione degli spostamenti dello stantuffo, prendendo l'area della curva corrispondente alla corsa, o alle quattro corse di un ciclo.

Nel caso di un motore a quattro tempi, noi abbiamo che nella fase esplosiva la resistenza d'attrito è principalmente data dalle pressioni effettive sullo stantuffo, mentre nelle altre tre sono principalmente le forze di inerzia degli organi dotati di moto alternato che vi contribuiscono.

Se al valore di tang α variabile sostituiamo il valor medio tang α_m costante il lavoro d'attrito sarà:

$$f\,\text{tang}\,\alpha_m \int p\,d\,x;$$

per determinare il valore di $\int p\,d\,x$ e stabilire i limiti delle variazioni di x è bene notare, che quando p non cambia di senso, basterà prendere come limiti dell'integrale i valori di x corrispondenti ai due punti morti cioè tra o e s (corsa), e questo vale per la fase di esplosione.

Se invece p cambia di senso, come avviene appunto nelle altre tre fasi ove la forza in gioco è prevalentemente quella di inerzia, che cambia di senso, circa a metà corsa, allora si dovrà scomporre l'integrale in due parti, da o ad a ($o\,a = {}^{s}/_{2}$) e da a ad s, facendone la differenza.

Designando con p lo sforzo totale variabile noi potremo scomporre p in due elementi facendo $p = p_s + p_i$ da sommare col rispettivo segno,

cioè $+ p_i$, se p_i è nello stesso senso di p_s e con segno contrario se p_i ha segno contrario di p_s,

p_s corrispondente alle pressioni statiche derivanti dal fluido in azione,
p_i » » d'inerzia,

onde l'espressione del lavoro è:

$$f.\text{tang}\,\alpha_m\left(\int_o^s p_s\,d\,x + \int_o^s p_i\,d\,x\right).$$

Nel periodo di esplosione il termine:

$$\int_o^s p_i\,d\,x = o,$$

e l'altro:

$$\int_o^s p_s\,d\,x$$

rappresenta il lavoro nella fase esplosiva, che diremo L_e rappresentato nel diagramma (fig. 27) dall'area tratteggiata, onde il lavoro passivo ha in tal fase l'espressione

$$f\ \text{tang}\ \alpha_m\ .\ L_e.$$

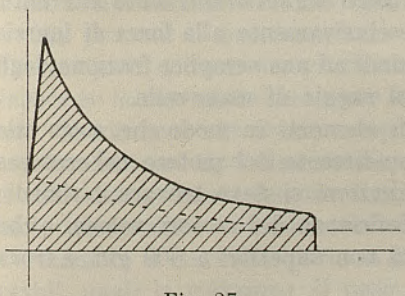


Fig. 27.

Viceversa se consideriamo gli altri tre tempi, ammissione, compressione e scarico, può essere trascurato il termine $\int p_s\,d\,x$ poichè le forze di inerzia hanno qui l'assoluta preponderanza. Viceversa notammo già che a metà corsa queste forze si annullano e cambiano di segno.

Se M è la massa degli organi dotati di moto alternato (stantuffo ed $^1/_3$ del peso della biella), ω la velocità angolare $\left(\omega = \frac{\pi\,n}{30}\right)$, ed r il raggio della manovella, è facile dimostrare che in ciascuna delle tre corse si ha

$$\int p_i\,d\,x = -\,\text{M}\,\omega^2\,r^2,$$

sicchè il lavoro perduto per attrito nei tre tempi sarà:

$$-\,3\,f\ \text{tang}\ \alpha_m\ \text{M}\ \omega^2\ r^2;$$

avremo dunque come lavoro totale perduto:

$$f\ \text{tang}\ \alpha_m\ L_e + 3\,f\ \text{tang}\ \alpha_m\ \text{M}\ \omega^2\ r^2.$$

Ora con grande approssimazione può scriversi $\text{tang}\,\alpha_m = \frac{1}{2\,m}$.

Inoltre L_e rispetto al lavoro L_a che è dato dall'area utile del diagramma è d'ordinario nel rapporto $L_e = 1{,}25\ L_a$.

Siccome poi l'espressione dà il lavoro perduto in un ciclo, basterà, per avere lo stesso dato al 1″, dividere l'espressione per la durata di un ciclo, e cioè per $\frac{4\pi}{\omega}$ ottenendosi

$$\text{chgmetri} = \frac{f}{2\,m}\left(\frac{1{,}25\ L_a}{4\pi : \omega} + \frac{3\ M\ \omega^3\ r^2}{4\pi}\right).$$

Ora $\frac{L_a\ \omega}{4\pi}$ rappresenta i chg. al 1″, e se questa espressione si vuole tradurre in cavalli sarà:

$$\text{cavalli} = \frac{f}{2\,m}\left(1{,}25\ N_a + \frac{3\ M\ \omega^3\ r^2}{4\,.\,\pi\,.\,75}\right)$$

e se i è il numero dei cilindri

$$\text{cavalli} = \frac{f}{2\,m}\left(1{,}25\ N_a + \frac{3\ M\ \omega^3\,.\,r^2\,.\,i}{4\,.\,\pi\,.\,75}\right).$$

Da questa relazione si concluderebbe che la resistenza di attrito cresce colla velocità angolare, e cioè col numero dei giri ed anche col numero dei cilindri; scema però col scemare il peso degli organi aventi moto alternato. Notisi però che tale effetto è dovuto esclusivamente alla forza di inerzia dei pezzi dotati di moto alternativo e quindi ad una semplice frazione degli sforzi in azione. Esso scema inoltre col raggio di manovella.

Tutto sta dunque nel riunire i varii elementi in modo che, sotto tale riguardo, non si abbia inferiorità nel rendimento del motore col crescere della velocità. E appunto in tali combinazioni si deve trovare il rimedio contro quella che può sembrare una deficienza del motore veloce, e che in ogni caso è poco sensibile per velocità non superiori a 800 giri, e trova il compenso in altri notevoli vantaggi.

Dalle considerazioni suddette si ricava il rendimento organico η_o del motore, che, posto il coefficiente di attrito in $f = 0{,}01$, data l'ottima lubrificazione di questi motori, sarebbe espresso da

$$\eta_o = \frac{N_e - \left[0{,}01\,.\,\frac{N_e}{s}\left(\frac{r_1}{m} + \pi\,(r_1 + r_2)\right) + \frac{0{,}1}{2\,m}\right\}\ 1{,}25\ N_e + \frac{3\ M\ \omega^3\ r^2\ i}{4\pi\,.\,75}\left.\right]}{N_e}$$

Applicando i dati numerici si otterrebbero valori, varianti per motori a 4 cilindri, da 0,85 a 0,95.

In ogni modo ci sembra di poter concludere che nulla si oppone all'aumento della velocità dello stantuffo e del numero dei giri, sotto il rapporto del rendimento organico.

CAPITOLO III.

MOTORI A COMBUSTIONE A DUE TEMPI

1. **Caratteri generali del motore a due tempi.** — Che il motore a combustione a due tempi possa entrare nel campo di applicazioni che ora è riservato al motore a quattro tempi ed a grande numero di giri, e, come alcuni preconizzano, sostituirlo per intero, è difficile prevedere fin d'ora. La macchina a dir vero non è di origine molto recente, ma le sue applicazioni pratiche, limitate di numero, risalgono soltanto a questi ultimi anni. Molti costruttori e molti autori la credono destinata a grande avvenire, e qualche conferma in tal senso si potrebbe avere nel successo di macchine a due tempi assai potenti che vennero costrutte in Germania.

Ma per noi il problema non è quello di vedere se la macchina a due tempi in genere sia praticamente possibile e utile; ma è quello di sapere se la sua attitudine come motrice veloce mono o policilindrica sia tale da ritenere che in un tempo più o meno breve potrà prendere il sopravvento sul tipo classico a quattro fasi.

Gli esempi relativamente limitati che se ne hanno nell'automobile e nella navigazione non sono sufficienti a dare di ciò un giudizio preciso. Certamente la macchina porta in sè, oltre ad elementi estremamente favorevoli, quali la riduzione di peso a pari forza, la grande semplificazione della distribuzione ecc., altri elementi sfavorevoli come la tenuta deficiente specie dopo breve periodo di lavoro, la non esatta separazione di alcune fasi ecc., che si traducono in un rendimento minore e in un ostacolo alle troppo forti velocità. Comunque le considerazioni teoriche hanno certo la loro importanza, ma più ne avrà l'esperienza oggi ancora insufficiente.

Essendo scopo di questa nostra speciale monografia non solo di dare indicazione delle presenti applicazioni pratiche dei motori a scoppio come motori leggeri e veloci, ma anche di indicare a quali altre forme della costruzione possa estendersi questa applicazione, così noi esamineremo questo argomento, per dedurre quelle conseguenze che allo stato presente della pratica e colla visione dei criteri teorici ci sembra di poter enunciare.

E in primo luogo sarà bene intenderci sulla denominazione precisa del *ciclo a due tempi*. Quando il ciclo a quattro fasi entrò trionfalmente per merito di Otto nella pratica, il primo pensiero dei costruttori e dei tecnici, che ne presentivano il grande avvenire, fu quello di trovare una forma di costruzione che, realizzando gli stessi risultati, vi potesse pervenire sfuggendo alla rivendicazione del sistema Otto, basata esclusivamente

sulle quattro fasi realizzate in un unico cilindro. Questa forma fu presto concretata dall'inglese Clerk nel tipo di motore lento a due tempi, dal quale derivarono poi tutti gli altri tipi, fino ai più recenti di Güldner, Oechelhäuser e Koerting.

Il concetto fondamentale che presiedette alla creazione di queste macchine è stato quello di ridurre, per un ciclo intero a quattro fasi, le corse dello stantuffo a due sole, in modo da ottenere una fase motrice per ogni giro della macchina; mentre, come è noto, nel motore a quattro corse, si ha una fase motrice ogni due giri. Ciò lasciava supporre che si potesse ottenere una maggior semplicità, concentrazione e regolarità della motrice. Siccome la corsa motrice, quella cioè costituita dalla fase di esplosione e dalla fase di espansione, non poteva essere modificata, ne veniva la necessità di concentrare nella corsa di ritorno dello stantuffo le altre fasi del ciclo, e cioè quelle di aspirazione, di compressione e di scarico. Così essendo le cose, si comprende come il funzionamento a due tempi riposi sullo stesso principio del ciclo a quattro tempi, onde a stretto rigore, siccome la distinzione tra l'uno e l'altro è semplicemente costruttiva, sarebbe opportuno che, per evitare il pericolo di confusioni, fosse ben detto che in queste macchine il *ciclo a quattro fasi viene realizzato in due tempi e cioè in due corse*, mentre nelle motrici ordinarie il *ciclo a quattro fasi viene compiuto in quattro tempi e cioè in quattro corse.* Nei due casi però identico deve risultare il diagramma fornito dal cilindro motore.

Dopo che le questioni giuridiche, svoltesi nei vari paesi circa la priorità del sistema a quattro fasi e a quattro tempi, conclusero per mettere questo sistema nel pubblico dominio, la libertà di costruzione che ne veniva pel metodo che aveva già fatto le sue prove coi più splendidi risultati tolse ai costruttori ogni impulso per proseguire nello studio del motore a due tempi e per perfezionarlo; sicchè per lungo periodo esso rimase stazionario. E soltanto in questi ultimi anni il sistema venne applicato con successo alla costruzione dei potenti motori a combustione; ma tale applicazione non potrebbe corrispondere nè pel modo generale, nè pei dettagli, a quello che costituisce il concetto informatore del nostro lavoro.

L'idea di concentrare nella corsa di ritorno dello stantuffo, successiva a quella motrice, le fasi di scarico, di aspirazione e di compressione, fu attuata in modi diversi. Però, per quanto siano varie le disposizioni, esse non possono rispondere che al seguente schema di lavoro.

Suppongasi che lo stantuffo, in seguito all'avvenuta esplosione della miscela compressa, abbia compiuto la propria corsa motrice di espansione. Al termine di questa (o poco prima che essa sia compiuta, come è opportuno il fare, e come sappiamo farsi nel ciclo a quattro tempi) comincia lo scarico; tale scarico deve essere accelerato così che si effettui con grande rapidità, e sia espulso dal cilindro il prodotto di combustione possibilmente per intero, mentre nel tempo stesso penetra nel cilindro la miscela esplosiva; questa, mentre sollecita la completa espulsione del fumo dal cilindro,

viene dallo stantuffo che ritorna al punto morto iniziale compressa al grado voluto. Compiutasi così la fase di ritorno dello stantuffo, la miscela è fatta esplodere, e nella corsa successiva fornisce il lavoro di espansione.

2. Disposizioni diverse per realizzare il funzionamento a due tempi. — Tra i diversi costruttori esiste una certa varietà di metodi per ottenere che le tre fasi (scarico, aspirazione, compressione) siano compiute nell'unica corsa di ritorno. Tutti però hanno questo di comune fra loro, che lo scarico è ottenuto mediante larghe aperture praticate sulla parete del cilindro e che lo stantuffo motore discopre, lasciando per esse effettuare lo scarico, come fa un cassetto di distribuzione di una macchina a vapore che apra le relative luci. Se la posizione delle luci è tale che lo stantuffo le discopre alquanto prima del punto morto, siccome in quella posizione il movimento lineare dello stantuffo per aprire e richiudere le luci, pur essendo limitato, corrisponde ad un percorso abbastanza ampio della manovella, si comprende facilmente come lo scarico completo possa avvenire in un tratto di corsa (andata e ritorno presso il punto morto) relativamente breve. Se la miscela nuova viene introdotta nel cilindro in tal fase per modo da effettuarne il lavaggio completo dai gas combusti, evitando però che la più piccola parte di miscela utile possa passare in pura perdita allo scarico, ogni traccia di fumo sarà scomparsa.

Il fatto che la miscela utile penetra nel cilindro per virtù di pressione propria, senza cioè che lo stantuffo la aspiri, dimostra che lo stantuffo del motore non aspira esso (il che non potrebbe fare) la miscela, ma che questa vi è introdotta col mezzo di un organo di compressione ausiliare.

La disposizione speciale di questo organo di compressione, il grado di compressione che esso può dare, il fatto che esso sia semplice, cioè inteso ad aspirare la miscela e comprimerla nel cilindro motore o duplice, inteso cioè ad aspirare separatamente l'aria e il combustibile e comprimerli separatamente nel cilindro motore a tempo opportuno, costituiscono le differenze essenziali tra i diversi tipi di costruzione che passano sotto il nome di motori a due tempi, caratterizzati tutti dalla presenza di questa pompa d'aria supplementare, semplice o doppia.

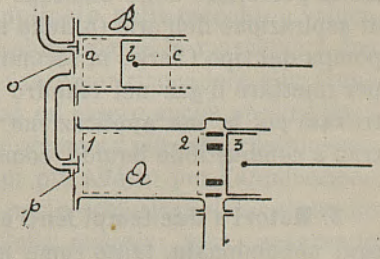


Fig. 28.

Così nel sistema Clerk (fig. 28) le manovelle dei due stantuffi — A motore e B pompa — sono calettate a circa 90° fra loro. Quando lo stantuffo motore, sotto l'impulso dell'esplosione, è passato dalla posizione 1 alla 2 in cui comincia a scoprire le luci di scarico praticate nella parete del cilindro, lo stantuffo della pompa, che per la valvola *o* ha aspirato la miscela gasosa (aria e gas) e l'ha compressa per metà circa della sua corsa (dappoichè è

giunto alla porzione mediana *b*), non trovando più resistenza in A, spinge la miscela esplosiva, parzialmente compressa, nel cilindro motore. Nel periodo di tempo che lo stantuffo motore impiega per passare da 2 a 3 e ritornare a 2, la miscela utile dovrebbe interamente espellere il fumo dal cilindro ed occuparne il volume; per modo che lo stantuffo, ritornando al punto morto 1, completa la compressione della miscela e la prepara alla successiva esplosione.

Differenze sostanziali non esistono per gli altri sistemi nei quali la calettatura della manovella della pompa, anzichè a 90°, sia nella stessa direzione di quella dello stantuffo motore, o con avanzamento più leggero, come nei tipi Wettig, Liechfeld e Buss.

Il sistema a due tempi con pompa separata e con calettatura a 180° tra le manovelle (come è opportuno per l'equilibrio) ha avuto la sua applicazione, come motore veloce nelle automobili, col tipo della figura 29, per la quale basterà dare indicazione colle lettere delle singole parti; e cioè M cilindro motore, P pompa, *a* valvola di aspirazione della miscela nella pompa, *a'* valvola di comunicazione tra P ed M, O scarico, S accensione. Ma codesta applicazione è rimasta senza successo.

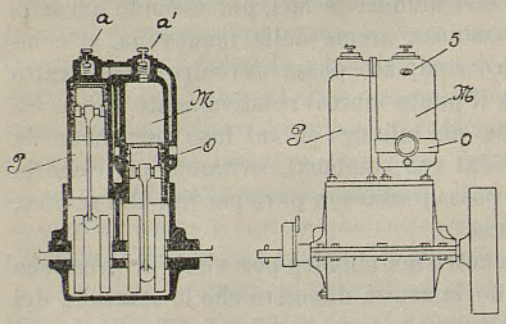


Fig. 29.

Nel sistema Benz vengono per la prima volta attuati due principii destinati a suggerire la via per dare al motore a due tempi la costruzione semplice di quello a quattro, e per permetterne l'impiego con combustibili liquidi di non facile vaporizzazione. E cioè, in primo luogo, coll'utilizzare la faccia posteriore dello stantuffo (cioè la faccia non motrice) come stantuffo di aspirazione dell'aria (o della miscela) sopprimendo così il cilindro della pompa del tipo Clerk; in secondo luogo coll'impiego di una piccola pompa per iniettare il gas nel cilindro durante la fase di ritorno; pompa che ha trovato poi la sua applicazione, ridotta alle giuste proporzioni, nelle motrici a combustibile liquido, come mezzo per l'iniezione separata di questo.

3. Motori a due tempi lenti e veloci. — E veramente la macchina Benz, oggi abbandonata, tanto come motore a gas-luce che come motore a gas povero, ha suggerito la disposizione semplice per cui il motore a due tempi ha potuto prendere posto nel campo delle macchine veloci, pur conservando una certa semplicità di costruzione, come è avvenuto colla motrice Ravel, e colle motrici Nash, Mietz, Southall, ecc., e come vedremo in seguito.

In questo la costruzione delle macchine veloci si stacca completamente da quella delle macchine a due tempi lente, nelle quali, come macchine di

grande potenza per opera di Oechelhäuser prima e poi dai fratelli Koerting, si sono ottenuti notevoli perfezionamenti. In questi tipi non solo è stata conservata la pompa separata, ma essa è stata duplicata, effettuando la compressione dell'aria separatamente dalla compressione del gas. Nè questa complicazione è stata ritenuta gravosa per le macchine di grande potenza, in vista specialmente di alcuni sensibili vantaggi che può offrire il sistema a due tempi. I principali di questi vantaggi sono:

1° La possibilità di avere cilindri motori, a pari forza colle macchine a quattro fasi, di dimensioni più ridotte (è ancora più se si impiega nei medesimi il funzionamento a doppio effetto, come è facile ottenere coi motori a due fasi) dirimendo quei pericoli che i cilindri motori di grande diametro presentano per rotture provenienti da dilatazioni e contrazioni del metallo, per effetto della combustione ad alta temperatura. È questo un vantaggio costruttivo pratico di non trascurabile importanza.

2° La possibilità di avere un grado di compressione indipendente dal grado di espansione allo scopo di poter comprimere efficacemente senza subire troppo grave perdita nella espansione successiva.

3° La facilità, specialmente se il lavaggio del cilindro al principio della fase di ritorno è fatto con aria sola, di espellere completamente i residui di combustione, mentre nelle motrici a quattro tempi ne rimane sempre nel cilindro la parte che corrisponde al volume della camera di compressione.

La realizzazione di questi vantaggi, possibili col ciclo a due tempi, dà luogo a qualche complicazione costruttiva, che riesce però di importanza trascurabile nelle motrici potenti.

Ma, per le macchine veloci a due tempi, non si ebbe l'obbiettivo di questi risultati; la costruzione si è limitata a raggiungere lo scopo di una maggior leggerezza della macchina rispetto a quelle a quattro tempi, senza per questo venire ad una complicazione di organi che sarebbe stata intollerabile colla velocità.

4. Il sistema a due tempi quale è applicato nelle macchine veloci. — Esposto così il concetto generale da cui ebbe origine la macchina a due tempi, riconosciuta la forma che essa deve avere per rispondere allo scopo di macchina veloce, e che possa paragonarsi od essere anche preferibile a quella a quattro tempi, esaminiamo questo argomento più dettagliatamente.

Come dicemmo, il sistema a due tempi più adatto per l'applicazione alle macchine veloci, è quello nel quale la parte posteriore dello stantuffo fa da pompa di aspirazione dell'aria o della miscela; essa, generando un primo grado di pressione alquanto superiore all'atmosferica, serve di mezzo per completare la rapida espulsione del fumo dal cilindro, preparando lo stesso già pieno della sostanza fluida che lo stantuffo deve poi comprimere nella corsa di ritorno al grado voluto. È naturalmente preferibile che lo stantuffo aspiri soltanto aria, provvedendo alla immissione del combustibile separatamente nel cilindro, dopo che l'aria ne ha effettuato

il lavaggio. L'aspirare la miscela direttamente, e non l'aria sola, ha due inconvenienti, che hanno nei primordi ostacolato il diffondersi delle macchine di tale specie:

l'uno, che non potendosi esattamente regolare la quantità di gas passante allo scarico, una parte del combustibile andava perduta per esso;

l'altro, il pericolo che, o pel contatto diretto collo scarico, o per fughe nell'esplosione, avvenissero accensioni premature sia nel cilindro, sia nel serbatoio della miscela, o nel carter se questo funziona da serbatoio.

Ciò porterebbe naturalmente all'impiego dello stantuffo motore, in modo che la sua faccia posteriore *agisca come solo organo di aspirazione dell'aria*. Ma porta anche all'impiego di un organo separato, e cioè di un'altra pompa che faccia al giusto istante l'iniezione del combustibile gasoso o liquido nel cilindro. Ora, se ciò è facile coi combustibili liquidi, non lo è altrettanto coi combustibili gasosi. La quantità di liquido da iniettare, polverizzandolo, è sempre di volume trascurabile, onde la pompa di iniezione è di proporzioni assai piccole. Non così della quantità di gas, che, se si tratta di gas povero, ha un volume circa eguale a quello dell'aria, e pel quale la pompa assumerebbe proporzioni relativamente grandi; non senza aggiungere che sarebbe allora difficile regolare le cose in modo da non eccedere nella compressione (cioè da aversi, il che sarebbe deplorevole, un grado di compressione maggiore del grado di espansione).

Queste considerazioni ci portano a concludere che il sistema a due tempi per motori veloci, nei quali si deve sovratutto assicurare la semplicità meccanica del congegno, si presenta assai logico con motori a combustibile liquido (benzina, petrolii, olii pesanti), dove lo stantuffo colla faccia non motrice aspiri l'aria sola, e dove una piccola pompa inietti separatamente il liquido polverizzato al momento opportuno. Si presenta invece meno sicuro e meno logico coi motori a combustibile gasoso, dove la pompa di iniezione del combustibile gasoso assume proporzioni poco inferiori a quelle del cilindro motore; a meno che in questo ultimo caso lo stantuffo anzichè aspirare aria sola non aspiri la miscela gasosa di aria e gas (o di aria e benzina a mezzo di un carburatore) correndo il pericolo non lieve della perdita di miscela gasosa per lo scarico e di accensioni premature nel cilindro, od esplosioni nel carter del motore o nel serbatoio.

In questo modo ci sembra di avere definito il campo di applicazione pratica del sistema, che riteniamo ben difficilmente adattabile ai motori a gas, mentre è certamente di sicura e facile applicazione ai motori a petrolio (benzina, petrolii, olii pesanti), realizzando con esso una nuova concentrazione di volume ed una sensibile riduzione di peso rispetto ai motori a quattro fasi.

Un altro vantaggio del sistema è che, sopprimendosi mediante l'iniezione con pompa ogni impiego di carburatore, resta anche eliminata la necessità di far uso di un combustibile che vaporizza al contatto dell'aria e della temperatura ambiente, potendosi così discendere all'impiego di

combustibili liquidi di minor pregio e fino agli olii pesanti, cosa del resto non esclusa anche nei motori a quattro tempi, quando, invece di impiegare i carburatori a benzina, si ricorra alla iniezione con pompa dei combustibili liquidi polverizzati.

5. **Tipi diversi di motori a due tempi veloci.** — Esaminiamo ora alcuni tipi costruttivi di queste macchine a due tempi sia a gas che a petrolio, il che ci servirà a mettere in evidenza altri loro caratteri importanti.

Il tipo Ravel, Nash ed altri è schematicamente rappresentato nella figura 30, ove per semplicità di disegno è ommesso ogni accenno alla circolazione d'acqua. La faccia posteriore dello stantuffo fa da pompa della miscela (aria e gas o aria e benzina) e di lavaggio del cilindro. Allo scopo di ridurre lo spazio nocivo i dischi di manovella sono pieni ed il carter ne sposa il più possibile la forma. Nella salita dello stantuffo aria e gas (ovvero aria e benzina) sono aspirati nella capacità del carter *a*, colla valvola *c*, ed alla discesa questa miscela è respinta traverso la valvola di ritegno *d* nel recipiente serbatoio *e* sotto il carter, con compressione assai debole, come è utile per ottenere un buon lavaggio del cilindro. Un tubo *f*, che parte dal recipiente, mette capo alla valvola di ammissione *g*, per cui la miscela arriva al cilindro nel momento in cui, avendo lo stantuffo già scoperto il passaggio di scarico *h*, è cessato l'eccesso di pressione che esiste all'interno del cilindro al termine della espansione. La nuova miscela espelle allora i residui gasosi. Una camma unica montata sull'albero motore (in queste macchine non evvi necessità di ridurre a metà la velocità della distribuzione) comanda la valvola di introduzione *g*, e quella di aspirazione *c*.

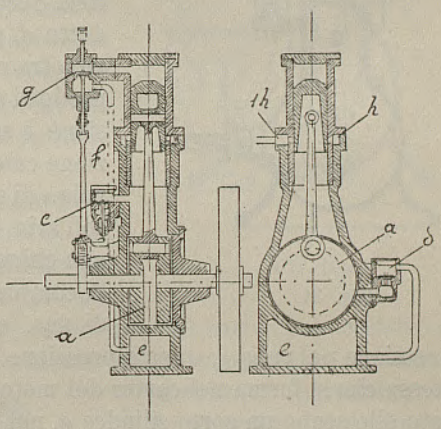


Fig. 30.

Non entriamo nei dettagli della regolazione di cui diremo in seguito, limitandoci per ora a dire che nel sistema ora descritto la regolazione si ottiene col variare il grado di pressione della miscela nel carter, mediante valvola automatica che scarica la miscela all'esterno se la velocità aumenta.

Alla valvola *c* si uniscono le prese di aria e gas; ovvero, nel caso di motore a benzina, il carburatore a benzina.

Il tipo Mietz è rappresentato dalla figura 31, e può essere adattato tanto al funzionamento a gas che al funzionamento a petrolio. La disposizione consente la soppressione completa delle valvole di distribuzione sul cilindro,

talchè la distribuzione limitasi al comando della valvola a gas, od al comando della pompa a petrolio.

Lo stantuffo movendosi verso il coperchio produce un certo grado di rarefazione nel carter, sì che quando l'orlo esterno di esso è giunto a scoprire il passaggio *c*, l'aria ambiente si precipita nel carter; quando lo stantuffo, per effetto dell'esplosione, ritorna verso l'esterno, esso comprime alquanto l'aria aspirata; pressochè al termine di corsa esso scopre dapprima il condotto *f* di scarico, producendosi così quel primo abbassamento di pressione che porta la pressione di scarico in equilibrio colla pressione atmosferica. Successivamente, si scopre anche il condotto *d*, pel quale l'aria compressa del carter penetra nel cilindro, e lo lava espellendo i prodotti di combustione; appena questa espulsione è avvenuta, l'eccentrico della distribuzione calettato sull'albero motore apre la valvola *e* di ammissione del gas, ed il gas penetra coll'aria fino a che, nel ritorno, lo stantuffo non chiuda il condotto *d*. Segue quindi la fase di compressione e di accensione. Trattandosi di gas, esso deve provenire con una certa pressione pel tubo *e;* questa pressione può essere generata dalla pressione stessa che si forma nel carter del motore. Sulla camera del carter è applicato allo scopo un corto cilindro *a*, nel quale si muove lo stantuffo *b* equilibrato con molla. All'estremo superiore del cilindro *a* ausiliare si adatta la condotta di gas; l'estremo inferiore comunica libero col carter. Comprimendo nel carter l'aria aspirata per *c*, lo stantuffo motore nella corsa verso l'esterno solleva lo stantuffo a gas *b*, e spinge il gas, subito dopo il passaggio d'aria per *d* nel cilindro principale per *e*. Quando l'eccesso di pressione nel carter è compensato, lo stantuffo *b* vi ritorna spinto dalla molla e aspira un nuovo volume di gas. Trattandosi di petrolii, alla valvola *e* è sostituita una pompa polverizzatrice. La regolazione avviene o sulla condotta del gas o sulla corsa della pompa.

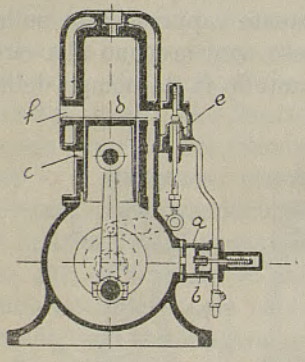


Fig. 31.

Vedesi così che il motore funziona senza valvole; e se si tratta di motore a petrolio, e se la caduta del liquido nel condotto che porta l'aria al motore può farsi avvenire col mezzo di una apertura a flusso continuo, regolata con ago, ogni organo meccanico di distribuzione risulta soppresso. Il che costituisce un altro vantaggio del sistema e concorre alla semplicità della costruzione. Certamente in questo caso è la miscela utile che espelle il fumo, ed occorre una regolazione molto precisa perchè non ne avvenga dispersione nel tubo di scarico.

Nel tipo Lemaitre (fig. 32) C è il cilindro, H il carter; in *a* si applica la candela di accensione. Il cilindro porta da un lato l'orificio O' comunicante

per L ed O coll'interno del carter. In O'' è l'orificio di scarico. Il carter porta pure la valvola automatica di aspirazione R, che serve anche da regolatore per l'ammissione, alzandosi più o meno sotto l'azione dell'eccentrico E comandato a mano o col regolatore. Nella corsa in salita lo stantuffo P fa il vuoto nel carter ed *aspira per* R *la miscela esplosiva* proveniente da un carburatore, ricomprimendola leggermente nella discesa fino al momento in cui si scoprono gli orifici O O'. I gas passano allora per L nel cilindro. Lo scarico avviene per O''. Il diaframma *k* ha lo scopo di impedire che la miscela si confonda col fumo della precedente esplosione e si perda nello scarico. La messa in moto è fatta con accensione elettrica; ma dopo qualche istante l'accensione è soppressa, e si produce spontanea.

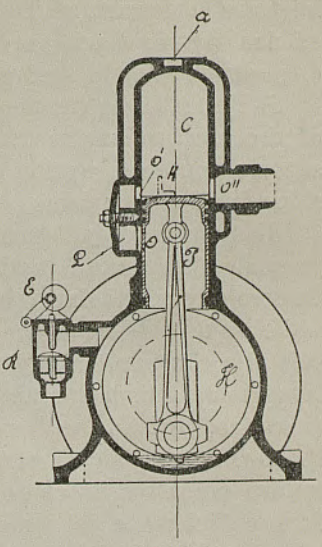


Fig. 32.

Il tipo Weiss è indicato nella figura 33; esso funziona a benzina ed a petrolio. Le caratteristiche della macchina risultano dal significato delle singole lettere come appresso: *n* tubo di scarico; *z* entrata d'aria proveniente dal carter pel condotto *c*; *a* porta di chiusura del carter; *d* entrata d'aria; *q* pompa a benzina o petrolio; P polverizzatore di petrolio; *p* diaframma contro cui urta il getto polverizzato, *l* lampada a spirito per il primo riscaldo della calotta *m* alla messa in moto; dopo breve periodo il calore delle esplosioni rende inutile l'organo di accensione.

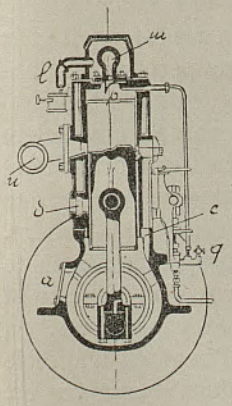


Fig. 33.

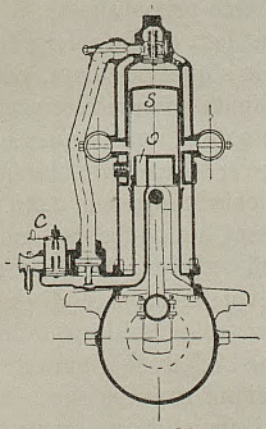


Fig. 34.

Il tipo Legros è rappresentato nella figura 34. Si distingue per una speciale disposizione dello stantuffo *s*, il quale si muove scorrendo su uno stantuffo fisso che impedisce ogni comunicazione col carter. Un condotto speciale *a* lo collega al carburatore. In tal modo il rendimento della faccia dello stantuffo che fa da pompa è migliore. La faccia superiore dello stantuffo riceve la miscela dall'alto.

Questa disposizione non ci sembra però praticamente preferibile a quella tipica del motore a due tempi.

Noi potremmo citare altri tipi di questi motori, come il Sintz, dove pure il carter serve da camera della pompa d'aria ed ove esiste una pompa per iniettare la benzina od il petrolio la cui corsa è comandata dal regolatore, ed una valvola d'aria per regolare l'entrata d'aria nel cilindro, le altre disposizioni essendo analoghe a quelle delle macchine precedenti.

Si è tentato, ma con poco successo, di ottenere la eliminazione dei prodotti di combustione mediante pompe di aspirazione dei medesimi; ma il sistema non ebbe seguito, nè potrebbe consigliarsi in quel genere di macchine di cui ci occupiamo per la maggior complicazione che ne deriverebbe.

Riassumendo, dall'esame sommario dei tipi a due tempi, per la loro possibile applicazione pratica nel campo delle motrici veloci ed a grande numero di giri, noi siamo venuti alla conclusione che il tipo unicamente possibile è quello della motrice a due fasi, nella quale la faccia posteriore dello stantuffo comprime aria nel carter a debole pressione, aria destinata al lavaggio del cilindro durante il periodo in cui lo stantuffo scopre le finestre di scarico, periodo che dura dall'apertura alla chiusura delle medesime, e che corrisponde ad un certo angolo di rotazione intorno al punto morto; mentre poi a scarico chiuso si effettua ad un tempo la compressione dell'aria e l'iniezione del combustibile liquido o gasoso che forma coll'aria la miscela combustibile.

Questo ciclo e le disposizioni meccaniche che ne sono la conseguenza presentano effettivamente dei vantaggi sul sistema a quattro tempi? Le considerazioni relative sono di doppio ordine, di carattere costruttivo e di carattere economico. Esaminiamo prima queste.

Se il funzionamento si considera dal lato della teoria del calore, il ciclo a due tempi è identico a quello a quattro tempi. Siccome però la reale utilizzazione del calore è subordinata ad influenze pratiche, è di queste sovratutto che bisogna tener conto; ora anche queste sembrano concludere all'eguaglianza. In primo luogo si deve notare che siccome il cilindro motore delle macchine a due tempi richiede in teoria metà volume della cilindrata rispetto a quelle a quattro tempi, e a pari corsa, metà sezione del cilindro, ne risulta che la superficie di raffreddamento riesce proporzionatamente maggiore; or se ciò è favorevole nella fase di compressione rispetto al rendimento termico, lo è meno nelle fasi di esplosione ed espansione; ma riducendo in queste due ultime l'effetto refrigerante coll'impiego di miscele povere a forte compressione, si può ritenere che i due effetti si compensino. Le esperienze provano infatti che nella più parte dei casi la perdita per circolazione si pareggia nei due tipi, potendo calcolarsi per entrambi dal 30 al 40 % del calore sviluppato.

Nè deve temersi un eccesso di riscaldo dell'aria introdotta nel cilindro; la rapidità colla quale avviene l'espulsione del fumo, e l'introduzione della nuova carica, la quale ha luogo per un periodo di corsa assai breve, impedisce che la miscela assuma all'introduzione la temperatura del ciclo a quattro tempi, ove l'introduzione è più lenta; aggiungasi che entrata detta

miscela sotto una certa pressione, il volume utile di essa riesce alquanto maggiore a parità di cilindrata.

È vero però, d'altro lato, che il sistema a due tempi per introdurre ed evacuare la carica ha bisogno del movimento di due stantuffi (così potendo considerarsi anche lo stantuffo unico che lavora sulle due faccie ad un tempo), il che richiederà, per quanto piccolo, un supplemento di lavoro passivo; ma d'altra parte è pur vero che, avvenendo lo scarico quasi istantaneo, per grandi aperture, la contropressione di scarico è pressochè del tutto soppressa. Notisi ancora che nei sistemi a pompa staccata (Koerting e simili) la pompa è studiata così da dare il massimo rendimento, cosa che non può avvenire nel sistema a due fasi, ove lo stantuffo motore funziona da pompa. Tale beneficio non si ha infatti nel tipo che noi riteniamo adottabile per le macchine veloci, ove la faccia dello stantuffo che fa da pompa, diretta verso il carter, ha davanti a sè degli spazi nocivi sempre grandi, sebbene si possa studiare di ridurre al minimo le misure del carter, e di dare alle manovelle un volume adatto a ridurre lo spazio nocivo.

Il maggior difetto pratico del motore a due tempi sta, secondo noi, in quello che ne è ritenuto costruttivamente il maggiore vantaggio, e cioè nella soppressione degli organi di distribuzione. In complesso l'organo distributore unico (o quasi) è lo stantuffo. Ma la sua tenuta non può essere tanto precisa quanto è quella delle valvole nei motori ordinari; e tale difetto, pur corretto dalla velocità, si deve accentuare col servizio, dando origine ad un maggior consumo di combustibile.

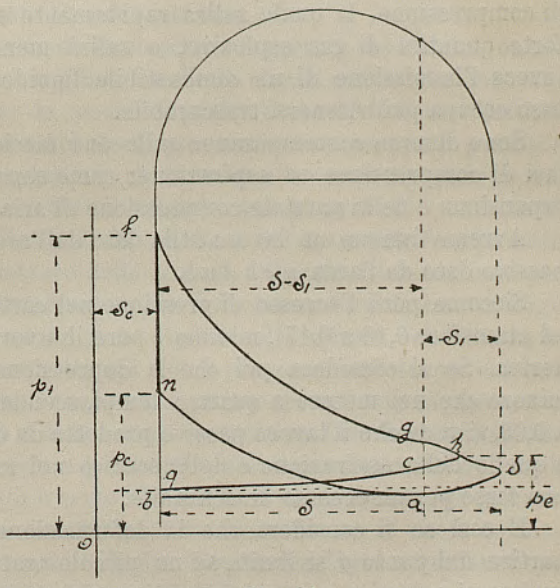


Fig. 35.

6. Diagramma del motore a due tempi. — Riassumendo, il ciclo del motore a due tempi può essere tracciato come nel diagramma della figura 35, che serve a dare una idea completa del modo come si svolge, secondo il tipo adatto alle motrici veloci. Durante la fase di salita dello stantuffo motore (fase di compressione), la faccia del medesimo rivolta al carter va perdendo la pressione in esso contenuta pel tratto s_1 di corsa (tratto cui corrisponde la completa chiusura di tutte le aperture per opera dello stantuffo) seguendo

così in questo abbassamento di pressione la curva da; in a comincia la effettiva aspirazione di aria per la corsa $s - s_1 = ab$. Nella fase di ritorno (esplosione) questa stessa faccia comprime la miscela aspirata nel carter, lungo la corsa qch, ad incontrare in h la linea di espansione fgh, generata dalla faccia motrice; g è il punto nel quale lo stantuffo comincia ad aprire la luce di scarico, sicchè le corse s_1 di andata ed s_1 di ritorno, in totale $2s_1$ rappresentano le fasi di scarico e di lavaggio, ed insieme quella di carico del cilindro coll'aria. È presumibile che queste fasi concentrate in questo breve tratto di corsa cui però corrisponde un ampio arco di manovelle (fig. 35) si svolgano colle variazioni di pressione che sono indicate dal diagramma. E cioè alla apertura in g dello scarico comincia un rapido abbassamento di pressione, il quale allorchè è arrivato in h ad equilibrare la pressione dell'aria di lavaggio nel carter, permette a questa di penetrare nel cilindro espellendone i gas combusti; a questa fase di scarico accompagnata dal lavaggio corrisponde la linea hd; ma questa fase continua lungo la fase di ritorno dello stantuffo ad, nel qual tratto si è completato lo scarico ed il cilindro è pieno di aria. In questo punto comincia la vera compressione della miscela lungo il tratto an, e sarà an la curva di compressione, la quale salirà rapidamente se avviene la immissione di forte quantità di gas esplosivo, o salirà meno rapidamente se avviene invece l'immissione di un combustibile liquido, in quanto il volume che esso occupa può ritenersi trascurabile.

Sono dunque contemporanee sulle due faccie dello stantuffo motore le fasi di compressione ed aspirazione; come sono contemporanee quelle di espansione e della parziale compressione di aria nel carter.

Avremo dunque un lavoro utile dato dall'area $bfghdab$ e un lavoro passivo dato dall'area $nchdab$.

Siccome però l'eccesso di pressione nel carter è minimo (può valutarsi ad atmosfere 0,10 a 0,15), minimo è pure il lavoro passivo $badhcq$ che ne deriva. Se si considera poi che la depressione nell'aspirazione è molto minore che nel motore a quattro tempi, scendendo essa da atmosfere 0,1 a 0,03, si vede che il lavoro passivo prodotto da queste fasi non è superiore a quello della aspirazione e dello scarico nel motore a quattro tempi, se non forse per un eccesso trascurabile.

E così se si considera che la deformazione finale del diagramma a partire dal punto g si limita ad un piccolo tratto di esso, e che del resto anche nei motori a quattro tempi è regola anticipare l'apertura dello scarico, si vede che per queste considerazioni il ciclo attuale non è sensibilmente inferiore a quello a quattro tempi.

7. Confronto tra il motore a due tempi ed a quattro tempi. — Ma perchè il confronto fra le due specie di motori sia completo occorre prendere in considerazione anche gli elementi di carattere costruttivo, come si è detto in addietro.

Ora questi elementi possono classificarsi nel seguente modo:

1° La macchina a due tempi fornisce un lavoro doppio a pari volume del cilindro della macchina a quattro tempi, ed a parità delle altre condizioni; ne viene che, a lavoro eguale, il volume sarà ridotto alla metà, con notevole diminuzione del peso della macchina; questa riduzione si svolge in tutte le parti della macchina stessa, non soltanto nelle proporzioni e nello spessore del cilindro. L'albero motore ad esempio avrà dimensioni minori che non per la macchina a quattro tempi di pari forza, in quanto questo albero viene sempre calcolato in base agli sforzi che produce la pressione esplosiva massima. È questo un vantaggio notevole dove si cerca la leggerezza assoluta, e specialmente nelle applicazioni del motore veloce, dove tale leggerezza è condizione pressochè indispensabile, come nelle automobili, nella navigazione aerea e nell'aviazione. Facendo astrazione dagli altri metodi con cui si può risolvere il problema della leggerezza, come nei motori rotativi del tipo turbina, è nostro avviso che a torto sia stato dimenticato il tipo a due tempi per ottenere, sotto dato peso, una forza motrice considerevolmente superiore a quella che fornisce il motore a quattro tempi, e crediamo di essere nel giusto consigliando gli inventori ed i costruttori a rivolgere le loro cure a questo tipo di macchina.

Astraendo per un momento dalla macchina leggera e veloce, dobbiamo, per completare l'argomento, aggiungere che la stessa considerazione consiglia il tipo a due tempi per le macchine molto potenti. È noto infatti, e l'esperienza lo ha confermato nel modo più luminoso, che non è possibile salire nelle macchine ad esplosione al di là di una certa dimensione del cilindro, senza correre il pericolo di rotture e scoppi provocati dalle temperature elevate, dalla sollecitazione continua del materiale fragile sotto forma di urto, e senza incontrare delle grandi difficoltà di costruzione pel comando degli organi di distribuzione, le loro dimensioni, la tenuta degli stantuffi, ecc. ecc. Arrivati ad un certo limite nella misura del cilindro la scelta del tipo a due o a quattro tempi non è più questione di convenienza economica di funzionamento (circostanza punto sfavorevole al motore a due tempi) ma di possibilità e di sicurezza costruttiva. Così fatta astrazione da ogni ipotesi circa la maggiore o minore perfezione teorica dei due cicli, a due e a quattro tempi, egli è certo che oltre un certo limite, per le macchine potenti, solo il tipo a due tempi è consigliabile, se si vuole evitare una eccessiva moltiplicazione dei cilindri. Così le macchine a combustione di molte centinaia di cavalli saranno preferibilmente in avvenire macchine a due tempi, giustificando l'affermazione del prof. Riedler e del Güldner che si debba venire al motore a due tempi quando per ogni cilindro voglia svilupparsi un lavoro di almeno 500 cavalli.

Il che ci porta a concludere che questo tipo di motore sembrerebbe adatto a due applicazioni estreme, la macchina lenta potente a semplice o doppio effetto con pompa di compressione staccata, e la macchina leggera, veloce, di forza limitata, con pompa di lavaggio costituita dallo stesso

stantuffo motore comprimente nel carter, e se occorre, da questo in un serbatoio di riserva staccato.

2° La motrice essendo capace di una fase motrice ad ogni giro, essa presenta un grado di regolarità molto maggiore, e minore è il peso di volano inteso ad assicurarlo. In altri termini, si otterrà la stessa regolarità e la stessa potenza di un motore a quattro tempi con un numero di cilindri eguali ridotto alla metà. Il quattro cilindri a quattro tempi diventa così il due cilindri a due tempi; onde l'altro beneficio della riduzione dello spazio occupato.

3° Ricordando i tipi da noi schematicamente indicati, si vede che essendo lo stantuffo il vero organo distributore, il quale scopre nei periodi voluti le luci praticate nel cilindro, e le sue fasi riproducendosi ad ogni giro, grande è la semplicità di costruzione, specialmente in rapporto agli organi distributori. Abbiamo anzi veduto che in una macchina a combustibile liquido ogni valvola distributrice è soppressa, e basta solo impartire alla pompa del liquido il movimento desumendolo con eccentrico e con camma dall'albero motore. Ma pur senza arrivare a questo estremo, la cui adozione sarebbe del resto logica in quanto nelle macchine veloci è di sommo interesse la semplicità massima della distribuzione, vedesi che gli organi distributori non sono in ogni caso maggiori di numero che nel motore a quattro tempi, ed il loro comando viene fatto in modo diretto dall'albero motore, senza ricorso ad albero distributore con velocità ridotta alla metà mediante ingranaggi.

Non si deve però dissimulare, come già notammo, che questa semplificazione, se si ricorre al sistema della completa soppressione degli organi distributori, può portare qualche inconveniente, specie in rapporto alla perfetta tenuta delle luci, la cui chiusura è fatta mediante lo stantuffo. Ma a questo riguardo dobbiamo notare, che il tipo attuale è da noi ritenuto adatto solo per le macchine di potenza limitata ed a grande velocità. Queste due condizioni possono distruggere, in teoria, l'obbiezione pratica che ora avanziamo. Perocchè coi cilindri piccoli a due tempi, ben rettificati secondo gli odierni metodi di lavoro, con stantuffi pure piccoli nei quali è assai facile assicurare la buona chiusura, colla grande velocità che è elemento essenziale per assicurare la tenuta anche in organi in cui essa sembrerebbe insufficiente, può ritenersi che le esigenze pratiche cui soddisfano le valvole coniche ordinarie, possono pure essere qui rispettate. Anzi minori sarebbero i pericoli di deformazione, sia per la forma delle aperture e dell'organo di chiusura, sia per il raffreddamento efficace, sia per il minor pericolo di depositi che impediscono spesso nelle valvole l'esatto combaciare delle superfici, e ne richiedono la frequente smerigliatura.

4° L'assenza di organi di distribuzione o valvole all'estremo del cilindro, e la possibilità di collocare l'unica che secondo questo sistema si adopera per l'ammissione nel centro del medesimo, facilita il mezzo per elevare la compressione al grado che vuolsi, mezzo di grande efficacia per ottenere l'economia del consumo.

5° Nè si oppone all'elevazione della compressione, specie facendo impiego di combustibili liquidi ricchi, come la benzina, il petrolio e gli olii pesanti, il pericolo delle accensioni premature della miscela, che spesso si verificano nei motori a quattro tempi, pericolo che ha sempre trattenuto i costruttori di motori veloci policilindrici dallo aumentare la compressione, come sarebbesi dovuto fare per seguire l'indirizzo logico della teoria e della pratica. Qui infatti il pericolo non esiste dal momento che l'iniezione viene fatta durante la fase di compressione, od è molto attenuato. In ogni caso, potendosi comprimere di più che nei motori a quattro tempi, la quantità di liquido combustibile da iniettare può essere assai minore di quella che un motore ordinario desume dal carburatore ad ogni cilindrata. Noi riteniamo che per tal via, assai più di quanto non si speri oggi dal perfezionamento dei carburatori, ai quali è stato chiesto e dai quali fu ottenuto ormai tutto quello che essi potevano dare, si otterrebbero risultati di economia nel combustibile da potersi paragonare a quelli che forniscono i motori a petrolio Banki e Diesel. E poichè, come già notammo, la introduzione del liquido combustibile sotto pressione di pompa permette la polverizzazione del medesimo in modo da potersi paragonare, come diffusione meccanica, alla evaporazione che l'aria ottiene nei carburatori, egli è certo che l'impiego di idrocarburi a bassa densità non sarà più altrettanto necessario come è ora, potendosi così discendere all'uso di combustibili liquidi di minor prezzo, e fino agli olii pesanti.

In linea di principio non è escluso che processo simile non si possa applicare anche nei motori a quattro tempi; e così appunto si è fatto. Basta sopprimere il carburatore; lo stantuffo aspira dalle valvole di aspirazione (oggi di miscela) soltanto l'aria, e il combustibile liquido viene iniettato con pompa, realizzando gli stessi vantaggi che si sono indicati pel tipo a due fasi. Nè ciò dà luogo a complicazione di organi, anche col crescere del numero dei cilindri, che, come sappiamo, per ottenere lo stesso effetto di forza e regolarità deve esser doppio che nel motore a due tempi.

Comunque, siccome in fatto di principii di meccanica, e delle loro applicazioni, spesse volte avviene che la genialità umana renda possibile e pratico quello che *a priori* non sembrerebbe, non è prudente mai il lanciare delle affermazioni assolute, tanto più che l'esempio della pompa separata nel ciclo a quattro tempi a combustione esiste già nel motore Diesel, del quale discuteremo a suo tempo la possibilità di applicazione come macchina a grande numero di giri.

Riassumendo, il motore a due tempi sembra destinato ad un sicuro avvenire come macchina veloce funzionante a combustibile liquido; minore successo sembra prevedibile pel medesimo come macchina a gas-luce, e meno ancora come macchina a gas povero, a grande velocità, se si ricorre al sistema di iniettare il gas-luce od il gas povero durante la fase di compressione con pompa speciale; e ciò per le forti dimensioni di tale pompa,

specialmente col gas povero che rappresenta nella miscela esplosiva un volume eguale circa a quello dell'aria.

Il rimedio per rendere questa applicazione possibile è quello di aspirare direttamente la miscela nel carter colla faccia posteriore dello stantuffo, sopprimendo senz'altro la pompa, ed avendo la massima cura di evitare gli inconvenienti che possono derivare da tal sistema, e cioè la perdita per lo scarico di miscela utile, e le eventuali esplosioni. Questo secondo pericolo è evidentemente minore col gas povero che non colla benzina, onde può darsi che all'atto pratico questo metodo non incontri difficoltà; il che porterebbe anche qualche semplificazione al meccanismo. Comunque, allo scopo di scemare il più possibile le misure della pompa, potrebbe utilmente ricorrersi a questo procedimento: e cioè, aspirare colla faccia posteriore dello stantuffo una miscela di aria e gas poverissima, per la quale siano esclusi i pericoli di infiammazione estemporanea, e meno onerosa riesca la perdita per lo scarico, completando poi con pompa durante la fase premente la iniezione della residua quantità di gas necessaria.

8. Influenza del grande numero di giri sul compimento delle fasi di scarico ed ammissione. — Deve però farsi al riguardo di queste macchine, nella loro applicazione come motori veloci a grande numero di giri, una importante osservazione.

Noi abbiamo in queste macchine due fasi e cioè lo scarico del cilindro e la ricarica che debbono essere compiute con grande rapidità, nel tempo cioè che intercede tra l'inizio dell'apertura della luce di scarico e la sua chiusura.

Abbiamo già notato che questo periodo è molto breve come corsa dello stantuffo, ma abbastanza ampio come tratto di circonferenza percorsa dalla manovella, dovendo in quell'istante lo stantuffo oltrepassare il punto morto. Se ammettiamo (fig. 36) che lo scarico cominci a 30°-40° prima del punto morto, il percorso totale della fase sarà di 60°-80°, e cioè da $^1/_4$ a $^1/_5$ della periferia percorsa dalla manovella. Or come lo scarico nei motori a quattro tempi dura circa per 220° e l'ammissione dura per circa 180°, noi dovremmo compiere nel periodo di 80° le fasi che ne quattro tempi si compirebbero in 400°. Abbiamo adoperato il condizionale perchè le cose non sono effettivamente così. Come dal diagramma, le fasi di scarico e di ricarica in parte si sovrappongono avvenendo contemporaneamente, poichè il lavaggio del cilindro serve ad un tempo per sollecitare lo scarico, e per caricarlo. Onde effettivamente, ritenuto che sugli 80° si abbia per 60° una sovrapposizione di fasi, esse corrisponderebbero ad un reale percorso di manovella di 140° di fronte a 400° del tipo a quattro tempi. Comunque la differenza è sempre notevole e si aggrava colla velocità della macchina, che è appunto il caso che ci interessa.

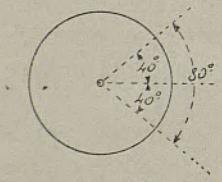


Fig. 36.

Ora, prima che cominci l'operazione di lavaggio, avviene l'apertura dello scarico e il prodotto di combustione si precipita per essa coll'impulso dovuto alla pressione interna esistente al momento in cui si apre lo scarico. La pressione interna in quel momento ha tal valore (1,5 a 2 atmosfere) da assicurare una pronta e quasi istantanea evacuazione, sì da ridurla nel tratto del diagramma (fig. 35) corrispondente al tratto gh, eguale a quella dell'atmosfera. Quello che poi importa è di vedere se nel periodo di lavaggio si può effettuare la espulsione completa del fumo e la carica del cilindro, fenomeno che deve effettuarsi in angolo di manovella di $^2/_3$ a $^3/_4$ di 80° e cioè nel giro di 50° a 60° di manovella.

La pressione nel carter o pressione di lavaggio si indichi con p_1 e quella media nel cilindro durante lo scarico con p. Se T è la temperatura assoluta nel carter e φ è il coefficiente di velocità, la velocità v colla quale l'aria di lavaggio e di carica effluisce dal carter e passa al cilindro è data, in metri al secondo, da:

$$v = 24\,\varphi \sqrt{T\left(1 - \frac{p}{p_1}\right)}$$

ed il volume espulso Ω, se A è la sezione del condotto di passaggio, e μ il coefficiente di contrazione, sarà:

$$\Omega = \mu \,.\, v \,.\, A.$$

Il valore di φ varia da 0,85 a 0,95; quello di μ da 0,60 a 0,65. Assunti i valori medii di φ e μ in 0,90 e 0,62 rispettivamente, posto
$T = 273 + 27 = 300°$, e $p_1 =$ atmosfere 1,20 e $p = 1$, si ottiene:

$$v = \text{m. } 168 \text{ al } 1''$$

e

$$\Omega = 104 \,.\, A.$$

Or se si ammette che il motore debba funzionare alla velocità di 1200 giri al 1', ciò vuol dire che al 1'' si fanno giri $\frac{1200}{60} = 20$ e che la fase corrispondendo a gradi 80 circa, cioè a $^1/_{4,5}$ della periferia, dovrà essere compiuta nel periodo di $^1/_{90}$ di secondo. In questo infinitesimo istante la velocità del fluido è di metri

$$\frac{168}{90} = 1{,}85$$

che sembrerebbe certo più che sufficiente al riempimento, dato che lo stantuffo possiede in quel tratto velocità minima, e passa per la velocità zero.

La seconda formola $\Omega = 104 \,.\, A$ darebbe poi l'ampiezza A della sezione necessaria per ottenere al secondo il volume Ω; ma meglio si deve scrivere questa formola esprimendo che nel periodo di un novantesimo di secondo deve essere introdotto un volume d'aria eguale alla cilindrata C, cioè

$$C = \frac{\pi d^2}{4} s = \frac{104}{90} A,$$

C essendo in mc. ed A in mq. Con motore del diametro di m. 0,12 e corsa di m. 0,12 sempre a 1200 giri, la sezione teorica A in base ai dati precedenti risulterebbe di mq. 0,0015, cioè di 15 cmq.

Generalmente si afferma che il motore a due tempi non comporti che velocità assai ridotte, in contrasto con ciò che scriviamo.

Poichè il tentativo di queste applicazioni è ancora allo stato primordiale, è difficile il dire se la pratica può corrispondere con sufficiente esattezza alla teoria, sapendosi per prova quali ostacoli la pratica offra alla attuazione di concetti che sembrano semplici e sicuri.

Certamente, il dover compiere la realizzazione di fenomeni complessi in un tempo che sfugge alla nostra percezione fisica può presentare molte dubbiezze. Ma se questi dubbi si fossero avuti, neppure sarebbe stato creato il motore a quattro tempi che funziona a 1500 e 2000 giri al minuto, poichè anche in questo le fasi si succedono con rapidità anormale, ogni fase richiedendo infatti a 2000 giri solo il tempo di $\frac{60}{4000}''$ e cioè di $\frac{1}{70}$ di secondo.

Tuttavia sarà prudente, per mantenersi nei limiti di quanto l'esperienza ha già ritenuto come possibile, non superare nelle macchine di questi tipi per le forze in uso la velocità di 800 giri; e sarà certo interessante di constatare per esperienza fino a qual limite la rapidità non rechi ostacolo alla regolare successione delle fasi.

In vista appunto di questa circostanza sarà prudente poter disporre di mezzi adeguati onde aumentare la compressione nel carter elevandone alquanto il valore, onde per un verso accelerare il moto della massa fluida verso il cilindro, e per l'altro poter diminuire la sezione della luce che deve fornire la cilindrata d'aria. Questo si può fare col dare alla manovella forma appropriata atta a ridurre lo spazio nocivo.

Certamente, più si eleva la pressione nel carter, e meno agevole ne è assicurarne la tenuta per fatto dei sopporti che sostengono l'albero motore il quale deve uscire all'esterno. Ma non può essere questa una difficoltà costruttiva tale da recare serio ostacolo al sistema, la pratica della costruzione avendone superati di ben maggiori.

Sarà bene notare che, dove più cilindri siano accoppiati a formare una motrice a due tempi policilindrica, ogni parte del carter corrispondente ad un cilindro, e cioè ad una manovella, deve essere separata colla miglior chiusura possibile dalla adiacente, almeno per quei cilindri adiacenti nei quali le fasi di aspirazione e compressione non siano simultanee. Ordinariamente le macchine a due tempi sono state costrutte ad un cilindro solo; si hanno però esempi di macchine a due e quattro cilindri, delle quali avremo occasione di far cenno in seguito, in riguardo al problema dell'equilibrio e della più uniforme ripartizione dello sforzo motore.

9. Calcolo del lavoro nelle macchine a due tempi. — Premesse queste generali considerazioni noi diremo qualche parola del modo come si

determina il lavoro nelle macchine a due tempi, o se ne calcolano le dimensioni. Inutile il ripetere che dopo l'analisi fatta noi riteniamo il diagramma del motore a due tempi identico a quello del diagramma a quattro, le differenze che esistono tra l'uno e l'altro si compensano, poichè, se pure esiste nelle fasi prodotte dallo stantuffo, agente come pompa verso il carter, un maggior lavoro passivo rispetto alle fasi di aspirazione e scarico del tipo a quattro tempi, questo è compensato da un maggior valore della pressione media nel diagramma utile, maggior valore che deriva in gran parte dalla maggior pressione di compressione. Ciò compensa anche quello che sembrerebbe il minor rendimento volumetrico della macchina, pel fatto che la corsa utile, tanto nell'andata che nel ritorno, è diminuita dalla corsa di stantuffo, corrispondente al periodo che intercede tra l'apertura dello scarico e la sua chiusura. Sicchè in definitiva la pressione media può ritenersi eguale a quella del motore a quattro tempi, senza che qui dobbiamo rifarci ad una analisi che sarebbe inutile al nostro scopo.

Siccome però, a pari numero di giri, il numero delle corse motrici è doppio nel ciclo a due tempi per rispetto al ciclo a quattro, così le formole che vi si riferiscono e che noi abbiamo già determinato dovranno essere affette dal coefficiente 2, e cioè a parità di dimensioni e di giri il lavoro prodotto nel cilindro unico è doppio, e a parità di lavoro e di giri la cilindrata si riduce alla metà. (Ciò s'intende in linea teorica; sembra però che nella pratica sia più esatto applicare il coefficiente di 1,80).

Così la formola del lavoro in cavalli desunta dagli elementi che fissano il valore della pressione media prenderà la forma:

$$N_e = 2\,k\,d^2\,s\,n$$

dando a k i valori indicati a pag. 35. In questa espressione N_e è il lavoro in cavalli, d il diametro del cilindro ed s la corsa in metri, n il numero dei giri.

Valgano per fissare la corsa, il numero dei giri, e la velocità media dello stantuffo, le considerazioni già fatte anche per i motori a quattro tempi in accordo colle osservazioni precedenti. E così tengasi presente che in queste macchine a due tempi, per la scelta dei due elementi s ed n, legati fra loro e colla velocità dello stantuffo dalla relazione

$$\frac{2\,n\,s}{60} = v,$$

converrà modificare alquanto i valori rispettivi di n ed s nel senso di scemare alquanto n e di aumentare alquanto s, se v deve restare costante. Ciò per le ragioni da noi già esposte circa la rapidità colla quale si compiono le fasi di scarico, lavaggio e riempimento del cilindro.

Ove la motrice fosse a doppio effetto, il lavoro si esprime colla relazione:

$$N_e = 4\,k\,d^2\,s\,n.$$

Se i è il numero dei cilindri a semplice effetto si ha

$$N_e = 2\,i\,k\,d^2\,s\,n$$

dando sempre a k i valori stessi che per i singoli casi abbiamo già specificato studiando i motori a quattro fasi.

Non ci dilunghiamo di più su questo argomento. Inutile aggiungere che le considerazioni già fatte sulla trasmissione degli sforzi dello stantuffo al bottone di manovella, sugli effetti dell'inerzia, e quelle che si svolgeranno nei capitoli seguenti sull'equilibrio, la costruzione, ecc., valgono pure per il motore a due tempi.

Come *conclusione* possiamo dire che:

Mantenendo il motore a due tempi nel campo ben definito dell'applicazione dei combustibili liquidi, eliminate le difficoltà accennate di carattere essenzialmente costruttivo circa la tenuta e la rapidità delle fasi di scarico ed ammissione, i vantaggi che esso presenta sono assai rilevanti; e sovratutto sono notevoli il raddoppiamento della forza motrice a pari dimensioni colle macchine a quattro tempi, la conseguente diminuzione di peso ove questa sia utile o necessaria, la semplicità ed economia di costruzione per l'assenza quasi completa di organi distributori. L'iniezione del combustibile fatta a tempo opportuno, e cioè sulla fine della fase di compressione, permette di aumentare d'assai la compressione dell'aria senza il timore di accensioni premature e di sopprimere l'organo accenditore, se il calore di compressione (aggiunto a quello che rimane nel cilindro come effetto delle accensioni precedenti, calore che non viene sottratto così facilmente come nel motore a quattro tempi) è sufficiente alla accensione.

CAPITOLO IV.

MOTORI A COMBUSTIONE CON FASE DI COMBUSTIONE A PRESSIONE COSTANTE. MOTORI DIESEL.

1. **Il diagramma delle motrici a combustione a pressione costante.** — La motrice a gas a pressione costante mira ad ottenere nelle macchine a combustione un diagramma simile a quello delle macchine a vapore. In tal caso, in luogo di produrre la combustione della miscela esplosiva entro la camera di compressione al punto morto, e cioè a volume costante — ciò che dà origine ad una vera esplosione — la combustione è ottenuta gradualmente mentre lo stantuffo procede dal punto morto in avanti, per tutta la durata di tempo per cui la miscela combustibile viene introdotta nel cilindro motore. Non si realizza così nessun aumento di pressione oltre la pressione massima di compressione, ma viceversa avviene, per opera della combustione, un notevole aumento di volume.

In ogni modo abbiamo anche qui quattro fasi ben distinte, come nel tipo ad esplosione, e cioè:

1ª aspirazione della miscela combustibile, o separatamente dei due elementi, il combustibile ed il comburente (aria) che la compongono;

2ª compressione della miscela, o dei suoi elementi separati, fino alla pressione massima alla quale può aver luogo la combustione;

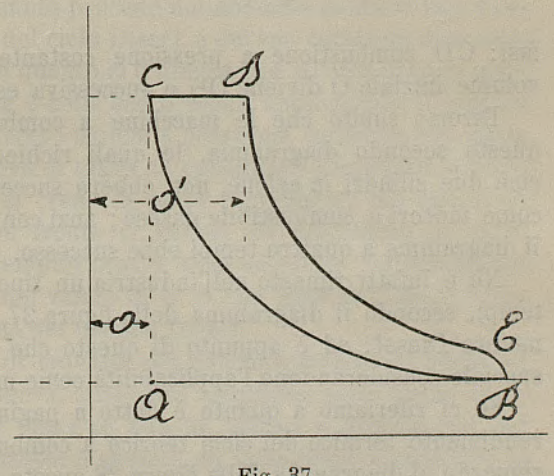


Fig. 37.

3ª combustione della miscela sotto pressione costante, che ne produce l'aumento di volume, e successiva espansione della miscela combusta fino all'apertura dello scarico;

4ª scarico dei prodotti di combustione nell'aria.

Come nei motori ad esplosione, questa serie di fasi può essere effettuata in un cilindro motore a quattro tempi, o in un cilindro motore a due tempi, avendosi così un completo parallelismo colle macchine ad esplosione.

Nel caso dei quattro tempi il diagramma teorico prende la forma della figura 37: 1ª *corsa*, AB, aspirazione; 2ª *corsa*, BC, compressione; 3ª *corsa*, CD, combustione a pressione costante e successiva espansione DE; 4ª *corsa*, BA, scarico (È questo il diagramma della macchina definitiva di Diesel). O camera di compressione, O^1 volume finale al termine della combustione. La concezione teorica del diagramma non può essere alterata dal fatto che la fase di compressione BC venga compiuta per l'aria collo stantuffo motore e per il combustibile con pompa separata.

Nel caso dei due tempi, le fasi di espansione e compressione sono separate dalle altre due, e si effettuano con una o due pompe supplementari, secondo che si aspiri e si comprima la miscela unita, o i due elementi costitutivi di essa.

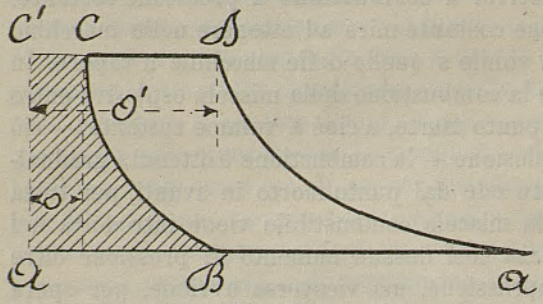


Fig. 38.

In tal caso il diagramma prende la forma della fig. 38 e per la pompa (parte tratteggiata del diagramma) si hanno le due fasi: AB aspirazione, BC compressione nella camera di compressione O; pel motore le due fasi: CD combustione a pressione costante (al termine della quale il volume iniziale O diviene O^1) e successiva espansione DA'; scarico A'B.

Diremo subito che le macchine a combustione funzionanti secondo questo secondo diagramma, le quali richiedono la pompa separata e cioè due cilindri in azione, non ebbero successo durevole, e specialmente come motori a combustibile gasoso; anzi con combustibili gasosi neppure il diagramma a quattro tempi ebbe successo.

Ne è infatti rimasto nell'industria un tipo unico funzionante a quattro tempi, secondo il diagramma della figura 37, con combustibile liquido: il motore Diesel; ed è appunto di questo che noi ci occuperemo in modo speciale considerandone l'applicabilità come macchina veloce.

Se ci riferiamo a quanto è detto a pagina 17 e designiamo con η_t il rendimento termico del ciclo teorico a combustione, noi sappiamo che in riguardo al diagramma della figura 38 questo rendimento assume la forma stessa che nei motori ad esplosione:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{e^k - 1} = 1 - e^{1-k},$$

dove e è il grado di compressione e $k = \frac{c_p}{c_r}$ è il rapporto dei calori specifici a pressione costante ed a volume costante (= 1,41), posto, naturalmente, che le curve di espansione e di compressione sieno adiabatiche.

Ma dall'eguaglianza del valore di η_t per due cicli a combustione e ad esplosione non si può desumere *a priori* che essi si equivalgano, anche nella pratica. La formola concluderebbe all'egual valore del rendimento teorico quando i gradi di compressione sieno eguali; ma senza entrare qui in considerazioni troppo teoriche ci basterà notare, per stabilire l'inferiorità pratica del ciclo di combustione a pressione costante a due tempi, il fatto che, mentre in questo la pressione di compressione è la pressione massima del ciclo, in quello ad esplosione la pressione massima del ciclo è superiore assai; per di più nel primo la curva di espansione deve riportare i prodotti combusti alla pressione atmosferica. Donde risulta che, a pari lavoro, essendo la pressione media motrice del ciclo minore, occorrerà un cilindro di dimensioni maggiori del cilindro ad esplosione.

Diverso è il caso se si ammette che la pressione di compressione nel ciclo a pressione costante diventi eguale alla pressione esplosiva del ciclo ad esplosione. È quanto appunto si è realizzato da Diesel col ciclo a pressione costante a quattro tempi, ciclo però che include, come condizione necessaria ad evitare le accensioni premature nella massa fluida fortemente compressa, che il combustibile venga iniettato nel cilindro al termine della compressione d'aria, cosa effettuabile soltanto in modo utile con combustibili liquidi.

2. Il ciclo Diesel. — Da quanto precede noi abbiamo modo di fare l'apprezzamento del valore reale del ciclo Diesel, e del suo carattere di novità. Sfrondata l'invenzione di tutto quanto si è dimostrato all'atto pratico inaccettabile, e ridotta ormai quale è nelle sue presenti applicazioni, il motore Diesel non è che un motore a combustione a pressione costante, nel quale il grado di compressione si eleva di tanto da eguagliare e superare la pressione massima esplosiva che si crede di poter raggiungere nei motori ad esplosione. Abbiamo allora, di fronte ai motori ad esplosione, un forte aumento di e, senza gli inconvenienti pratici delle eccessive dimensioni del cilindro e quindi un aumento nel valore di η_t. Il che giustifica gli alti rendimenti consacrati nella pratica del motore Diesel.

Ma non si deve credere di trovarsi con questa macchina di fronte ad una concezione così ardita e nuova, quale era sembrata nelle prime esplicazioni del brevetto. Il Diesel non è se non un motore a quattro fasi, nel quale la pressione di compressione è portata ad eguagliare e superare le pressioni esplosive più forti dei motori ad esplosione; siccome però sarebbe impossibile comprimere una miscela combustibile in queste condizioni, senza provocarne l'accensione pel calore che si sviluppa nella compressione, così questa compressione è fatta soltanto sull'aria; mentre, al termine della corsa premente, si inietta il combustibile liquido polverizzato; e questo, per effetto del calore già posseduto dall'aria, brucia nella iniezione sotto pressione costante, e la fase di combustione è appunto rappresentata dal tratto orizzontale del diagramma teorico. In tal modo il Diesel ha potuto anche sopprimere ogni organo speciale di accensione.

Ma si comprende anche come in tal modo sarebbe impossibile procedere con combustibili gasosi, per l'inevitabile troppo lunga durata della fase di ammissione; e ciò spiega l'insuccesso che tale modo di lavoro ha avuto sin qui.

Ma anche per l'iniezione dei combustibili liquidi nel cilindro dev'essere fatta una osservazione capitale.

Se si inietta il liquido prima del termine della fase di compressione, o al punto morto di questa, dove lo stantuffo ha la minima mobilità, e non si regola la durata della iniezione facendola invece avvenire quasi istantanea, allora la combustione a pressione costante non può verificarsi, e si ha invece una combustione a volume costante, o quasi; il ciclo allora rientra in quello delle macchine ad esplosione. Ma poichè la compressione è molto elevata (30 atmosfere e più) si otterrebbero pressioni esplosive non tollerabili.

Il ciclo a combustione richiede dunque che l'iniezione sia fatta al punto morto e che sia regolata così da non verificarsi istantaneamente ma prosegua fino alla frazione di corsa che corrisponde al grado di ammissione voluto, ed in modo da non provocare aumento di pressione oltre quella di compressione.

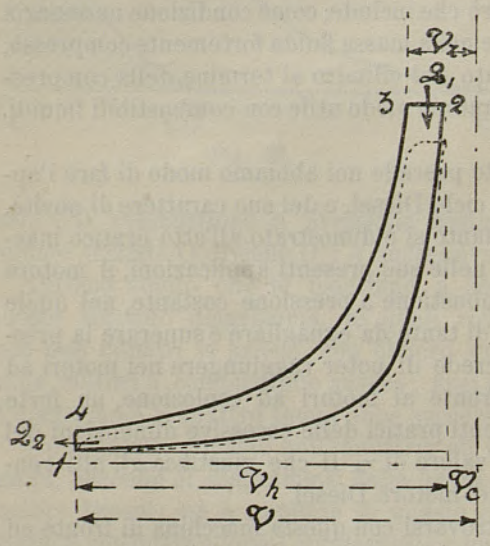


Fig. 39.

Gli è per questa ragione che mentre l'iniezione diretta di petrolio puro ha dato ottima prova nei motori ad esplosione, non sembra possa assicurare la realizzazione del ciclo nei motori del tipo Diesel. Ed è per questo che la iniezione stessa è fatta dal Diesel sotto pressione d'aria, la quale anche accompagna, trascina e polverizza il liquido nel cilindro. In tal modo, oltre ad ottenere nel liquido una polverizzazione più completa, è meglio regolabile la durata della fase a piena pressione.

Per determinare il rendimento teorico del ciclo a quattro fasi di Diesel partiamo dal diagramma della figura 39, ove le linee intere rappresentano il diagramma teorico a curve adiabatiche al quale si applicano le nostre formole, mentre le punteggiate rappresentano il diagramma pratico, sul quale si può procedere alla calcolazione del lavoro effettivo.

Il rapporto di compressione $e = \frac{V}{V_c}$ sempre maggiore del rapporto di espansione $\delta = \frac{V}{V_z}$. Il rapporto di piena pressione è $\rho = \frac{V_z}{V_c}$ ed è l'ele-

mento variabile, poichè ad esso mette capo il comando del regolatore. Indicando con $T_1\ T_2\ T_3\ T_4$ le temperature assolute nei punti 1.2.3.4 del ciclo, il calore speso è dato da $Q_1 = P\ c_p\ (T_3 - T_2)$ e quello perduto è $Q_2 = P\ c_v\ (T_4 - T_1)$, essendo P il peso della miscela. La quantità di calore trasformata in lavoro sarà:

$$Q = Q_1 - Q_2 = P\ c_p \left(T_3 - T_2 - \frac{T_4 - T_1}{k} \right)$$

e poichè:

$$T_3 = T_2\ \rho \quad \text{e} \quad T_4 = T_1\ \rho^k$$

si ha:

$$Q_1 = P\ c_p\ T_2\ (\rho - 1)$$

$$Q_2 = P\ c_v\ T_1\ (\rho^k - 1)$$

donde fatto $\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{e^k - 1}$

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{e^k - 1} \cdot \frac{1}{k} \cdot \frac{\rho^k - 1}{\rho - 1}$$

e cioè il rendimento termico del motore Diesel cresce con e e cioè col grado di compressione, scema con k cioè col rapporto dei calori specifici, e col rapporto ρ e cioè colla durata della piena pressione.

Così per una pressione massima di 33 atmosfere e per $k = 1{,}41$, e per $e = 13$, si avrebbe:

per	$\rho = 1{,}5$	2	2,5	3
»	$\eta_t = 0{,}616$	0,598	0,564	0,540.

Ma per metterci in condizioni più vicine alla pratica, supponendo che k diventi 1,3, per $e = 16$ si avrebbe circa:

per	$\rho = 1{,}5$	2	2,5	3
»	$\eta_t = 0{,}530$	0,510	0,480	0,470.

Di qui ne risulta ben chiaro che il rendimento cresce col scemare di ρ.

Le formole peccano di esattezza in questo che, durante l'iniezione di combustibile, il peso P della miscela cresce. Siccome però, come abbiamo notato, il ciclo ha attuazione pratica per i combustibili liquidi, così, il loro peso essendo minimo, si può legittimamente trascurare la differenza, anche se la iniezione è fatta a mezzo di aria. Non così sarebbe se si iniettasse gas e più ancora gas povero, nel quale ultimo caso il peso della iniezione salirebbe alla metà della totale miscela. Sarebbe pressochè impossibile in tal caso ottenere la combustione a pressione costante, e le condizioni del ciclo risulterebbero alterate in peggio. Ecco perchè nei tentativi fatti si è cercato di comprimere prima una miscela povera e poi di iniettare il residuo del gas. Ma questi tentativi non ebbero esito e l'applicazione del gas al ciclo Diesel sembra praticamente esclusa.

Di solito queste macchine funzionano a carico normale con pressione di 33 atmosfere con una ammissione del 10 %, per cui $\rho = 2{,}50$; sicchè per $k = 1{,}41$ e $e = 13$, sarebbe $\eta_t = 0{,}564$. Per un motore ad esplosione avente la pressione esplosiva eguale, e quindi un grado di compressione $e = 7$, che porta la compressione a 13 atmosfere circa, si otterrebbe per $\eta_t = 0.55$. Diffferenza dunque affatto trascurabile. La differenza si modifica in senso favorevole al motore ad esplosione se $\rho < 2{,}50$.

Stabilendo dunque per i due cicli a esplosione e Diesel *un eguale massimo di pressione* il rendimento è all'incirca eguale.

Quale è dunque la superiorità del Diesel? Questa superiorità non è punto teorica ma pratica; essa risiede essenzialmente nella possibilità di raggiungere le alte pressioni senza esplosioni premature dappoichè l'aria è compressa isolatamente, nella buona polverizzazione del combustibile durante la sua iniezione, nella soppressione dell'accenditore reso inutile dall'alta temperatura dell'aria, e nella possibilità di impiego (circostanza forse di maggior interesse delle altre) di combustibili liquidi di poco prezzo come gli olii pesanti.

3. Analisi delle fasi del ciclo Diesel. — Dovremo ora esaminare le varie fasi del ciclo per lo studio analogo che ne è stato fatto col ciclo ad esplosione.

Per l'analisi delle varie fasi noi dovremo svolgere considerazioni correlative a quelle che abbiamo svolto esaminando il motore a quattro tempi ad esplosione.

Quindi per la fase di aspirazione si dovrà tener conto della riduzione del rendimento volumetrico; per la fase di compressione si potranno determinare i valori della pressione e temperatura di compressione p_c e T_c, e svolgere di nuovo le stesse discussioni già fatte circa il valore dell'esponente politropico x che, nella realtà dei fatti, sostituisce l'esponente adiabatico nella curva di compressione. Tale esponente assume l'egual valore che pei motori ad esplosione e cioè può ritenersi di 1,30.

Ed avremo: $p_c = p_a\, e^x$ essendo $e = \frac{V}{V_c}$ (p_a pressione di aspirazione)

$$T_c = T_a\, e^{x-1}$$

$$p_c = \frac{T_c\, G\, R}{V_c}$$

ove G è il peso dell'unità di volume ed R la costante del gas (aria).

Così gli elementi della fase di compressione — pressione, temperatura, volumi — sono noti.

Per queste e le altre notazioni che susseguono ci riferiamo al diagramma della figura 40.

La fase che sussegue alla compressione è quella di combustione a pressione costante che, come notammo, per le forze normali corrisponde a circa $^1/_{10}$ della corsa. In questa fase, rappresentata dalla differenza $V_z - V_c$

si può ritenere che le due pressioni p_c p_z corrispondenti ai punti T_c T_z sieno effettivamente eguali, sebbene nella pratica una lieve differenza esista e sia in fatto p_z alquanto $<$ di p_c.

Fatto

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} \quad \text{e} \quad \delta = \frac{V_1}{V_z} \quad \text{si ha:}$$

$$T_z = T_c \cdot \frac{V_z}{V_c} = T_c \, \rho = \frac{p_z V_z}{G R}.$$

Le condizioni finali della espansione corrispondenti al punto T_e nel quale si apre lo scarico, sono:

$$p_e = p_z \left(\frac{V_z}{V'}\right)^y = p_z \frac{1}{\delta^y}$$

e

$$T_c = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V'}\right)^{y-1} = p_z \frac{1}{\delta^{y-1}}$$

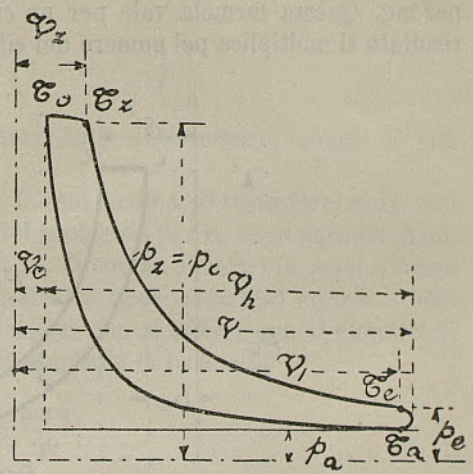


Fig. 40.

ove y è l'esponente della curva politropica di espansione; e così pure si avrà:

$$p_e = \frac{T_e \, G \, R}{V'} \qquad T_e = \frac{p_e \, V'}{G \, R}.$$

Come abbiamo già osservato la grande sottrazione di calore che ha luogo nella fase di espansione rende la curva effettiva alquanto più bassa dell'adiabatica, e l'esponente $y > k$ (1,41).

Se noi assumiamo i valori pratici seguenti:

$p_c = p_z = 33$ atmosfere $e = 16$ $\delta = 5{,}5$ $\rho = 3$ $x = 1{,}30$ per la compressione e $y = 1{,}50$ per l'espansione, si ha $T_z = 2640°$ e $T_e = 1135°$, il primo essendo un valore sensibilmente maggiore di quelli dei motori ad esplosione, condizione favorevole al buon rendimento.

4. Calcolo del lavoro e delle dimensioni del Diesel. — L'esame di questi elementi ci permette di procedere alla calcolazione del lavoro e delle dimensioni, per il ciclo a quattro fasi ed a semplice effetto tipo Diesel, il solo che ebbe reale successo, ed il solo che, come vedremo, può ricevere applicazione, e l'ha già parzialmente avuta, nel campo delle macchine veloci.

I metodi di calcolo già ricordati pel motore a 4 fasi, ad esplosione, possono essere seguiti integralmente e colle stesse notazioni pel motore a quattro tempi del ciclo Diesel. Limitandoci ad esporre i dati, per quello che si riferisce alla pressione media, noi sappiamo che il lavoro effettivo si esprime colla

$$N_e = 0{,}00008725 \cdot \eta \cdot p_m \cdot d^2 \cdot s \cdot n$$

essendo d, s il diametro e la corsa dello stantuffo in metri, n il numero dei giri al 1′, η il coefficiente organico e p_m la pressione media in chg. per mq. Questa formola vale per un cilindro, e nel caso di più cilindri il risultato si moltiplica pel numero dei cilindri.

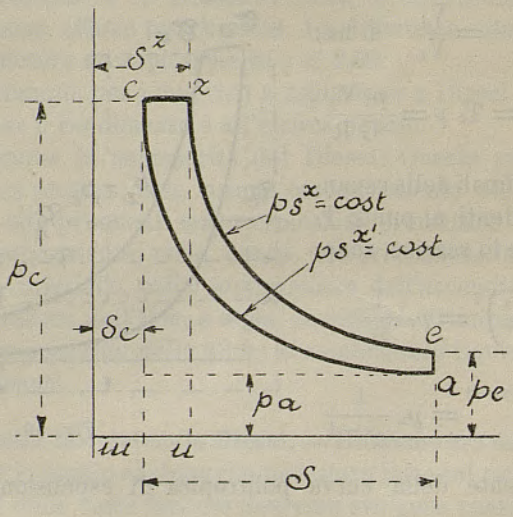


Fig. 41.

Il lavoro del motore in un ciclo è rappresentato dalla differenza (fig. 41):

$$(c\,z\,n\,m + z\,e\,p\,n) - c\,a\,p\,m$$

e se p_{cm} e p_{em} sono le pressioni medie nelle due fasi di compressione ed espansione, il lavoro effettivo del ciclo sarà dato da:

$$p_m \,O\, s = p_c \,O\, (s_z - s_c) + p_{em} \,O\, (s - s_z + s_c) - p_{cm} \,O\, s;$$

ma dalle leggi delle curve politropiche si ricava:

$$p_{em} \,O\, (s - s_z + s_c) = \frac{p_c \,O\, s_z}{x - 1} \left(1 - \frac{s_z}{s + s_c}\right)^{x-1}$$

$$p_{cm} \,O\, s = \frac{p_c \,O\, s_c}{x^1 - 1} \left(1 - \frac{s_c}{s + s_c}\right)^{x^1 - 1}$$

ora

$$\frac{s + s_c}{s_c} = e \text{ grado di compressione} \qquad \frac{s + s_c}{s_z} = \delta \text{ grado di espansione,}$$

onde

$$p_{em} = \frac{p_c \,.\, s_z}{s + s_c - s_z} \cdot \frac{1}{x - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{x-1}}\right)$$

$$p_{cm} = \frac{p_c \; s_c}{s} \; \frac{1}{x^1 - 1} \left(1 - \frac{1}{e^{x^1 - 1}}\right)$$

onde

$$p_m = p_c \left[\frac{s_z - s_c}{s} + \frac{s_z}{s + s_c - s_z} \frac{1}{x - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{x-1}} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{s_c}{s} \frac{1}{x^1 - 1} \left(1 - \frac{1}{e^{x^1 - 1}} \right) \right].$$

Gli elementi della formola si possono tutti determinare, quindi si può calcolare il valore di p_m.

Infatti p è dato (nei tipi correnti Diesel da 30 a 40 atmosfere) e da esso desumesi e ed s_c; δ è uno dei dati del problema per la forza normale della macchina, onde risulta s_z (da $^1/_{10}$ ad $^1/_8$ di corsa). I valori di x ed x^1 sono definiti in base alle considerazioni già fatte (cioè $x^1 = 1{,}30$ ed $x = 1{,}50$); il valore di s risulta dalle considerazioni che si riferiscono al numero di giri n ed alla velocità media v dello stantuffo in base alla

$$v = \frac{2\,n\,s}{60}.$$

La calcolazione teorica di p_m non offre dunque difficoltà.

Ma noi crediamo opportuno indicare senz'altro quali siano i risultati pratici ricavati dalle esperienze fatte sui valori di p_m. Or questo elemento varia col potere calorifico del combustibile liquido, la ricchezza della miscela e la uniformità della diffusione del combustibile polverizzato nell'aria.

Aggiungasi che, per la necessità della messa in moto e della iniezione del combustibile, si trova sempre in azione una piccola pompa d'aria separata, la quale genera un lavoro passivo, di cui si deve tener conto o per la diminuzione della pressione media, o per la diminuzione del coefficiente organico.

Colle benzine ed i petrolii raffinati, e con miscele ricche si può calcolare $p_m = 75.000 \sim 70.000$ chg. per m.q.; con olii pesanti e miscele più povere può farsi $p_m = 65.000 \sim 60.000$: questo per il grado di ammissione ritenuto normale.

Se si ritiene $\eta = 0{,}70$, si avrebbe:

per	$p_m = 75.000$	$N_e = 4{,}59\ d^2\,n\,s$
»	$p_m = 70.000$	$N_e = 4{,}28\ d^2\,n\,s$
»	$p_m = 65.000$	$N_e = 3{,}98\ d^2\,n\,s$
»	$p_m = 60.000$	$N_e = 3{,}69\ d^2\,n\,s$

e ciò per un cilindro.

5. Descrizione sommaria del motore Diesel. — Innanzi che noi esaminiamo le condizioni di applicabilità di questo ciclo e della macchina che lo rappresenta alle motrici veloci, pare opportuno, per meglio chiarire le idee dei nostri lettori, che diamo una indicazione sommaria del modo di costruzione e funzionamento del motore Diesel, dopo la quale le nostre considerazioni assumeranno aspetto di maggiore chiarezza.

Le figure 42 e 43 rappresentano schematicamente, in due sezioni verticali normali fra loro, il motore Diesel ad un cilindro. La disposizione è verticale tipo pilon a semplice effetto, e la forma del telaio e dell'appoggio corrisponde al tipo che noi riteniamo esclusivo per le macchine veloci. Le

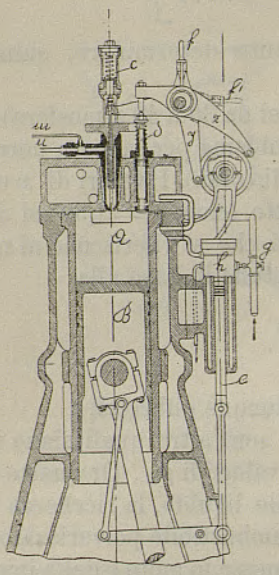


Fig. 42.

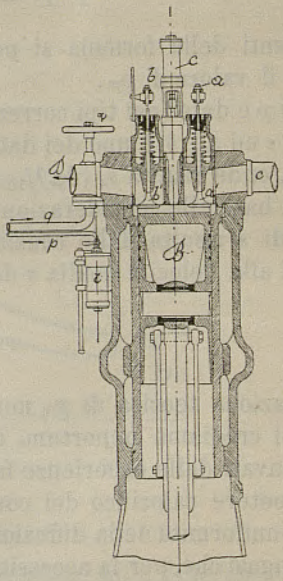


Fig. 43.

valvole di distribuzione sono tutte montate sul coperchio (fig. 44); *a* è la valvola di ammissione, *b* la valvola di scarico, *c* quella di iniezione del combustibile liquido. In *d* è rappresentata la valvola di messa in moto, ad aria compressa, sistema di avviamento necessario per macchine di questa specie, dato il valore delle pressioni in gioco e la mancanza dell'accenditore. Una pompa *e* serve alla compressione dell'aria in recipienti sotto alta pressione (40-45 atmosfere); di questi recipienti due servono come serbatoi dell'aria compressa necessaria alla messa in moto, un terzo serve per l'aria d'iniezione che accompagna e polverizza il liquido combustibile nel cilindro, durante la fase di ammissione o combustione. Una pompa a petrolio *f*, a valvole comandate e sottoposta all'influenza del regolatore, invia nel cilindro la quantità di combustibile liquido (petrolio, olio pesante) che è proporzionale al lavoro richiesto al motore. Il dettaglio di questi organi verrà esaminato in apposito capitolo.

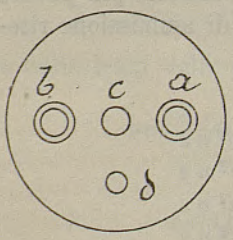


Fig. 44.

Le fasi nel funzionamento ordinario avvengono come segue. Lo stantuffo motore nella prima fase aspira l'aria esterna per la valvola *a*, e nella

fase successiva la comprime entro la camera di compressione alla pressione di 30-40 atmosfere. Al termine di corsa (praticamente qualche istante prima), per la valvola centrale *c* è introdotto il liquido combustibile polverizzato sotto iniezione di aria compressa a 45-50 atmosfere proveniente dall'apposito serbatoio, e l'introduzione dura per un tratto che dà origine al periodo di piena pressione sul diagramma, iniziandosi così la 3ª corsa dello stantuffo, che si completa coll'espansione, ed alla quale segue la 4ª corsa di scarico. Al momento in cui il combustibile è ammesso nel cilindro esso trova l'aria riscaldata oltre 650°-700° e la combustione avviene spontanea senza intervento di alcun organo accenditore.

Tutte le valvole sono comandate con camme montate sull'albero distributore che fa metà giri dell'albero motore. Nel funzionamento normale la valvola *d* per la messa in moto non agisce. Per la messa in moto si spostano le camme (o spostando lungo l'asse la bussola che le porta, o facendole ruotare eccentricamente) di maniera che più non agisca la valvola del combustibile, ed agisca invece la valvola d'aria *d*, facendo funzionare il motore per qualche giro come motore ad aria compressa a due od a quattro fasi, fino a che esso abbia acquistato forza viva sufficiente per poter passare alla marcia normale. Nei sistemi recenti per dare alla pompa d'aria *e* un miglior rendimento si è ricorsi al metodo logico (data l'alta compressione) di fare la compressione in due fasi, e cioè: la pompa *e* prende, per la valvola *d*, verso il termine del secondo tempo, un poco d'aria compressa dal cilindro motore, portandola poi da circa 10 atmosfere a 40-45 atmosfere ed inviandola alle bottiglie d'acciaio che fanno da serbatoi.

I risultati sperimentali ottenuti sul motore Diesel confermano i coefficienti numerici da noi introdotti nella formola del lavoro.

Il consumo di olio pesante (potere calorifico circa 10.000) ha variato secondo le forze da 200 a 300 grammi per cavallo-ora.

La grande importanza della motrice non risiede tanto nella novità della concezione, che è venuta restringendosi a poche particolarità, quanto nel fatto che il modo speciale di azione permette l'impiego degli olii pesanti, impiego, che allo stato presente non sembra compatibile nei motori a scoppio a quattro fasi. Diciamo allo stato presente, poichè non è escluso che questi ultimi possano pure comportare tale combustibile se l'iniezione ne è fatta polverizzandolo con pompa durante la fase di compressione.

6. Dell'applicazione del ciclo Diesel alle macchine veloci. — Possiamo ora formulare la domanda che si attacca strettamente al nostro tema. Il tipo Diesel è applicabile quale motore monocilindrico o policilindrico a grande numero di giri, come è stato fatto pei motori ad esplosione? Nulla in principio sembra opporsi a tale applicazione. In fondo abbiamo qui ancora una macchina a quattro fasi, a semplice effetto, e le considerazioni già fatte potrebbero ripetersi.

Vi sono però alcune condizioni caratteristiche del motore, che possono modificare questa conclusione semplice, e che si fondano sulle peculiari caratteristiche del Diesel, le quali sono: l'alta pressione, l'iniezione separata del combustibile con aria compressa, il fenomeno della combustione a volume costante, ed il sistema di messa in marcia.

Siccome la prima condizione per un motore è la facilità della messa in moto, consideriamo prima l'argomento sotto questo riguardo. Il motore tipo Diesel non può esser posto in moto, nella sua disposizione attuale, che con aria compressa preventivamente preparata nei serbatoi appositi e ad una pressione relativamente alta. Non è possibile pensare ad una diminuzione della compressione per la messa in moto a mano, perocchè, in tal caso, non si produrrebbe, nella bassa compressione, il calore necessario all'accensione spontanea della miscela. Di qui una complicazione ed una perdita di tempo alla preparazione iniziale, che se è ammissibile per macchine di certa importanza e per installazioni fisse, sarebbe poco pratica per l'indole speciale delle applicazioni sì sportive che industriali del motore veloce. Aggiungasi che il pericolo di perdite di pressione nei serbatoi d'aria per le difficoltà di tenuta a così alte pressioni potrebbe esporre a ripetere troppo di frequente il penoso lavoro di preparazione alla messa in moto.

Onde il sistema, così come è concepito, si adatta ai motori fissi mono- o policindrici (quattro o più cilindri) e di forza media e grande, e a quelle applicazioni, come quelle di navigazione, che partecipano alla natura degli impianti fissi. Esistono, infatti, motori di navigazione Diesel a quattro cilindri, a olii pesanti, i quali rispondono molto bene al servizio, con grande economia nel consumo di combustibile. Ma anche per essi non si è finora superata la velocità di 400 giri, che, pur essendo elevata, è ancora lungi da raggiungere quel grado minimo che noi attribuiamo alle macchine veloci.

Ma dove si tratta di forze piccole (fino ai 30 cav.) questo sistema di messa in marcia, specie se i cilindri sono multipli, come deve essere, crea una complicazione, che forse, anzi certamente, la pratica non accetterebbe. I tentativi per creare la locomobile a olio pesante tipo Diesel non ebbero buon esito, sebbene tale applicazione potesse sembrare assai logica, e ciò sia pel fatto della velocità ridotta della macchina monocilindrica impiegata la quale dava alla locomobile un gran peso, sia sovrattutto per la complicazione inerente alla messa in moto.

Quando si tratta di macchine piccole o fisse o di trasporto (automobili, camions) noi pretendiamo con un colpo o due di manovella di poter mettere in moto la macchina senz'altro. Ciò sarebbe possibile col Diesel se si potesse disporre la macchina per un funzionamento semplice a quattro fasi pel periodo di messa in moto, con carburatore a benzina. Basterebbe in tal caso innestare sulla condotta d'aria un carburatore a benzina da intercettare a volontà, disponendo contemporaneamente di una camma speciale che apra lo scarico durante la compressione sì da ridurre la pressione al limite necessario per evitare accensioni spontanee, e per permettere la

messa in moto a mano. Completerebbe il sistema un accenditore che funzioni come nelle macchine ad esplosione. Ottenuto il movimento del motore alla velocità di regime, basterebbe passare rapidamente da questo al funzionamento Diesel.

Salvo quindi una maggiore complicazione di organi e di congegni il problema della messa in moto non è tale *a priori* da escludere l'uso del Diesel policilindrico a grande velocità; mentre milita a suo favore il grande vantaggio di poter usare combustibili liquidi scadenti, che lo renderebbe il legittimo surrogato del motore a benzina, dove la questione economica dell'esercizio non possa essere trascurata.

Noi sappiamo infatti che il prevalente impiego della benzina ha precipua ragione nella sua estrema evaporabilità alla pressione e temperatura ordinarie dell'atmosfera, la quale ha dato origine ai carburatori; mano mano la densità del combustibile liquido sale, questa evaporabilità diventa minore, tanto da doversi ottenere col calore; ma alla densità di 0,85-0,95 degli olii pesanti neppure il calore più elevato può ottenere l'evaporabilità completa, poichè parte dell'olio soltanto evapora dando un residuo solido carbonioso. Il successo del Diesel dal lato economico sta appunto qui: nell'aver cioè ottenuto una diffusione meccanica sotto alta pressione dell'olio combustibile, dando allo stesso una disgregazione molecolare pari ad una completa evaporazione, e diffondendolo in una massa sufficiente d'aria portata ad alta temperatura e capace di dare la combustione completa anche dei residui carboniosi della evaporazione.

Tutti gli altri vantaggi del Diesel, pratici e teorici, non avrebbero certamente avuto successo di fronte ai perfezionamenti raggiunti nel motore ad esplosione, se questa economia relativa alla natura del combustibile non fosse stata raggiunta. Ed ecco la ragione per cui il motore veloce mono- o policilindrico non deve *a priori* ritenersi estraneo a questa forma di funzionamento, sebbene dal lato dell'economia di combustibile militi a suo grande favore la possibilità di impiego del gas povero, dalla quale il Diesel finora sembra escluso.

Veniamo ora al secondo elemento e cioè l'alta pressione di compressione. Questo carattere dei motori a combustione a pressione costante, se costituisce una difficoltà alla messa in moto, ha però vantaggi di altra specie. Esso infatti è il precipuo elemento che mantiene a questi motori la pressione media più alta che non nei motori ad esplosione; e ciò significa che a parità di ogni altro dato, per ottenere l'eguale forza, sarà minore il diametro del cilindro. Avremo quindi con macchine a grande velocità, mono- o policilindriche, dei cilindri di minor diametro, camere di compressione più piccole, meno atte ai disperdimenti di calore. Nè occorrerà che lo spessore delle pareti sia maggiore di quello delle macchine ad esplosione, poichè la pressione massima del ciclo se supera di qualche cosa la pressione massima del ciclo ad esplosione, si esercita però su stantuffo più piccolo; di più essa si manifesta in forma meno pericolosa per la sollecitazione

del materiale, poichè è graduale, e non istantanea come quando si verifica nelle macchine ad esplosione. Data l'eccezionale resistenza dei materiali usati nelle macchine veloci, dato il minor diametro, il peso del motore anche ricorrendo alle più alte pressioni di compressione non sarà aumentato rispetto a quello delle macchine ad esplosione, se non in misura poco sensibile. E così sarà degli altri organi che si debbono calcolare in base al massimo sforzo di pressione sullo stantuffo.

Da questo lato quindi il tipo Diesel veloce, a più cilindri, dà luogo ad una motrice relativamente leggera, e permette d'affrontare le più alte pressioni possibili, senza eccesso di peso e dimensioni, e colla massima facilità per assicurare l'equilibrio delle forze di inerzia.

Un altro elemento da considerare in rapporto al numero dei giri è l'iniezione separata del combustibile liquido. Per la breve durata in cui ha luogo l'iniezione sembrerebbe che nelle macchine a grande numero di giri sia difficile assai guarentirsi contro il pericolo di una miscela non uniforme, tanto che, ciò avvenendo, la fase di combustione a pressione costante sarebbe sostituita (fig. 45) da una linea *ab* in cui le pressioni rapidamente si abbassano, per essere seguìte da una linea di espansione a combustione ritardata, e forse anche incompleta, con danno non lieve del rendimento termico.

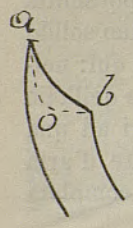


Fig. 45.

Certamente la macchina a quattro fasi, che dà il tempo intero di una corsa per introdurre il combustibile, e di due corse per provocarne l'intima miscela coll'aria prima della combustione, sembra assicurare una miscela più uniforme e più atta alla combustione nel momento in cui l'accenditore interviene per farla esplodere. Nel caso Diesel l'introduzione separata del liquido dovrebbe aver luogo (fig. 46) in *o*, al punto morto (termine della 2ª fase), e poichè l'ammissione ha luogo per il tratto di corsa eguale a 0,1 a 0,15 della corsa totale, cioè per il tratto *ao*, ne risulta che l'angolo di ammissione è uguale a circa 40°. Solitamente però, e già lo abbiamo notato, questa ammissione si anticipa e questo anticipo può ritenersi eguale a 40°. Ciò sposta alquanto le condizioni del diagramma, poichè il concetto semplice della combustione a pressione costante ne risulta alterato. L'aria compressa che accompagna il liquido deve provocare un aumento di pressione; probabilmente anche la combustione comincia alquanto prima del punto morto, sebbene si possa ritenere che buona parte dell'anticipo sia impiegato a provocare il fenomeno di combustione. Ciò spiega come molti diagrammi si presentino all'inizio con una punta in rialzo, che corrisponderebbe al fenomeno ora accennato, come alla linea *a o b* della figura 45. Ma comunque, ciò non elimina il sospetto che colle macchine veloci sia troppo breve il

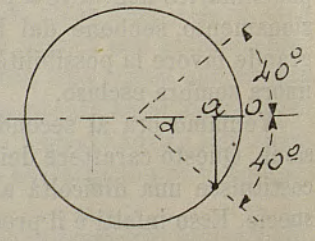


Fig. 46.

periodo di ammissione, il quale dovrebbe svolgersi colle macchine a 1000 giri in secondi 0,014, e con quelle a 600 giri in secondi 0,022, periodi di tempo assolutamente minimi.

Contro queste difficoltà devesi però notare che l'aria intesa a iniettare il combustibile entra con una pressione superiore di 10 a 15 atmosfere alla pressione interna al termine di compressione, pressione che dà origine ad una velocità enorme al getto misto di aria e combustibile, e che con valvola anche piccola (la sua misura può in ogni caso formare oggetto di calcolo e di esperienza) dà afflusso in istante infinitesimo ad una quantità di fluido certo sufficiente.

La velocità e la rapidità dell'afflusso contribuiranno anche a formare istantaneamente la miscela combustibile, e ad impedire che la combustione dei primi strati possa creare un ostacolo a che il getto combustibile raggiunga il resto dell'aria comburente.

Noi siamo abituati a concepire coi nostri sensi il succedersi dei fenomeni così che l'eccessiva rapidità della loro successione ci lascia dubbiosi. Ma la creazione dei motori veloci è stata appunto una vittoria contro le fallaci percezioni del senso umano, e senza questa liberazione non avrebbe potuto concepirsi il motore a moto alternato capace di 1000-1500 e fino 2000 giri al minuto.

Per questo noi riteniamo che l'applicazione del tipo Diesel, come macchina veloce a molti giri, non debba all'atto pratico presentare difficoltà. Siccome poi le sue applicazioni non si estenderanno, per molteplici ragioni, al di là del campo industriale, ove altri elementi consigliano un'opportuna riduzione del numero dei giri, noi crediamo che, anche per tal ragione, esso troverà modo di affermarsi in un terreno che ora è di esclusiva pertinenza del motore ad esplosione.

Noi abbiamo considerato il motore a combustione come un motore a quattro fasi, nella disposizione datagli dal Diesel. Nulla esclude *a priori* che questo stesso tipo possa essere trasformato in motore *a due fasi*, facendo del carter una capacità chiusa, e concentrando lo scarico, l'aspirazione e la compressione dell'aria in una sola fase. La pompa speciale di iniezione del liquido combustibile esiste come nel Diesel anche nei tipi a due fasi; basterà l'aggiunta di una piccola pompa d'aria necessaria all'iniezione del combustibile con aria compressa.

In realtà una differenza pratica sostanziale nel modo di funzionamento ad esplosione e a combustione secondo i due modi esaminati non esiste. La sola differenza sta in ciò, che nel tipo a esplosione la miscela deve essere formata prima del termine della compressione e la pratica può consigliare il punto più adatto di iniezione onde evitare esplosioni premature, mentre nel tipo a combustione essa è preparata così da essere pronta pel primo tratto (tratto a piena pressione) della fase motrice.

CAPITOLO V.

LE PROVE SPERIMENTALI ALL' INDICATORE ED AL FRENO SUI MOTORI VELOCI

1. **L'indicatore e la sua applicazione alle macchine veloci.** — Lo studio sperimentale dei motori a grande numero di giri non può farsi con gli stessi metodi che sono in uso per i motori lenti ordinari. La grande rapidità colla quale si susseguono le fasi e le alternative di moto dello stantuffo nonchè la riduzione degli sforzi periferici sulle puleggie motrici rendono assolutamente improprii alla determinazione del lavoro effettivo, o del lavoro indicato, i freni comuni del tipo Prony e gli indicatori di pressione quali sono impiegati negli ordinari motori a scoppio.

Per ciò che riflette gli indicatori si può asserire che quando il numero di giri del motore supera i 300 al minuto, gli istrumenti in uso, derivanti come è noto dall'indicatore di Watt, cessano di essere utilizzabili a cagione dell'inerzia dei pezzi mobili che costituiscono l'indicatore. L'importanza di questi effetti di inerzia dipende dal peso degli organi mobili (stantuffo, stelo, molle, leve del parallelogramma, tamburo oscillante) e dallo spazio che essi percorrono. Tutto quanto può farsi, e si è fatto, per adattarne il tipo alle macchine veloci sia con lo scemare gli effetti di tale inerzia, sia coll'equilibrare gli organi dell'indicatore, ecc., può aver portato dei notevoli miglioramenti a questi apparati di misura: ma se può averne allargato il campo per qualche dozzina di giri in più, non ha ancora potuto renderli applicabili a macchine la cui velocità supera sempre i 600 giri, e sale a 1500; anzi è presumibile che il concetto stesso di costruzione di tali indicatori si opponga ad ogni tentativo di applicazione in tal senso, sebbene sia giusto notare che in fatto di invenzioni è difficile il fare previsioni sicure.

La trasformazione più semplice dell'indicatore è quella che sopprime ogni movimento di oscillazione del tamburo, dando allo stesso, mediante un meccanismo di orologeria, un movimento di rotazione continuo; resta così soppressa una delle cause, forse la principale, che si oppone all'uso dell'apparato, e le sue indicazioni si rendono poi più precise col farne leggero lo stantuffo, gli organi del parallelogrammo e le molle, fino ai limiti di quanto è costruttivamente possibile. Un apparato di tal genere non può dare un diagramma chiuso; di più i due assi ai quali si riferisce rappresentano l'uno le *pressioni* e l'altro i *tempi* (non più le *corse*); ma le indicazioni che esso fornisce sono egualmente preziose per lo studio del motore, come si vedrà in appresso.

Salvo varianti di poca entità, questo indicatore (fig. 47), che si avvita sulla testata del cilindro verticale *o* sulla capsula delle valvole come si fa di una candela di accensione, è costituito di un cilindro C nel quale scorre lo stantuffo cavo P, avente lo stelo tubolare inviluppato da una molla spirale *s*, leggera ed a breve corsa. Un meccanismo di orologeria incluso in *b* trascina il nastro di carta, che si svolge dal cilindro *p*, passa sul tamburo *p'* ove ha luogo il tracciamento, e si riavvolge sul cilindro *p''*. La punta tracciante fissa *f* segna la linea atmosferica. La lubrificazione dello stantuffo e del cilindro è assicurata con olio che sta in permanenza nella cavità del medesimo; il cilindro è inoltre provvisto di circolazione d'acqua, come è necessario essendone l'interno soggetto al calore di esplosione. Il parallelogrammo per il tracciamento è simile a quello dell'indicatore Crosby.

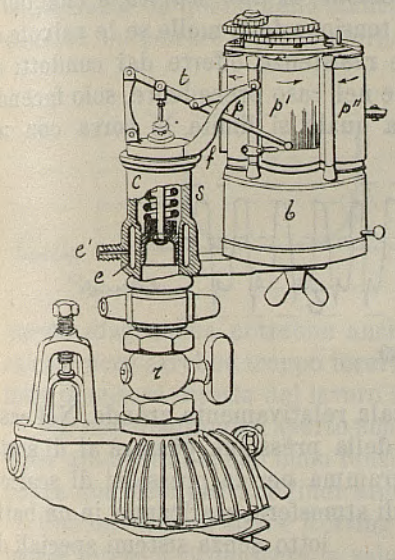


Fig. 47.

Variando le molle tarate, e variando la velocità di svolgimento della carta si possono fare constatazioni diverse sul funzionamento del motore al quale è applicato l'indicatore.

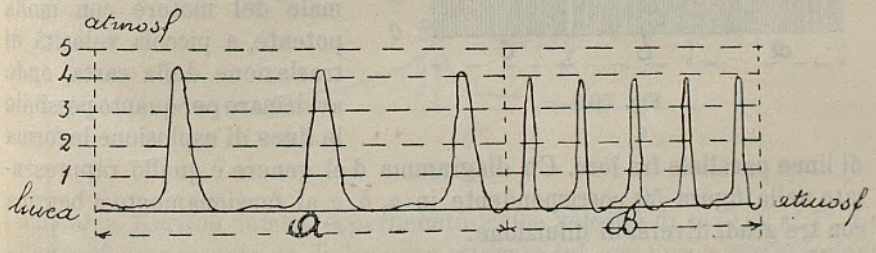


Fig. 48.

Si può così col medesimo *verificare la pressione di compressione* facendo girare il motore senza esplosioni, cioè muovendolo colla trasmissione o con dinamo alla velocità che si ritiene opportuna per l'esperienza da effettuare. Si adopererà una molla debole la cui flessione totale corrisponda circa al massimo della compressione onde avere il tracciato su grande scala. Si è constatato in queste esperienze che, variando il numero dei giri da 500 a 1200, la pressione di compressione cresce alquanto; ma che se il numero dei giri aumenta ulteriormente fino a 2000-3000 vi è tendenza ad una leggera diminuzione di tale pressione, probabilmente provocata dalle maggiori

resistenze che si producono nei condotti e nelle valvole. Per un'esperienza del genere il diagramma si presenta come a figura 48, la parte A corrisponde a 950 giri (compressione 4,90), la B a 4000 giri (compressione 4,30).

Si verificano *le resistenze all'aspirazione ed allo scarico*, e cioè della sezione degli orifici delle valvole, della tensione delle molle se le valvole di aspirazione sono automatiche, e delle resistenze offerte dai condotti di scarico, operando nello stesso modo che nel caso precedente, solo facendo impiego di molla molto leggera, della quale si limita la corsa con un

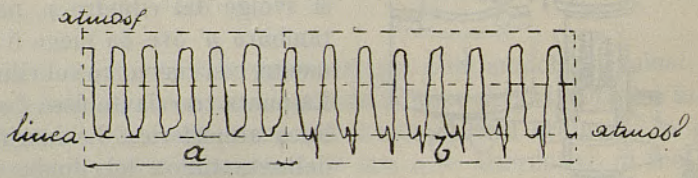


Fig. 49.

arresto, sì da ottenere le pressioni in scala relativamente grande. Nel caso di esperienza sull'aspirazione la linea della pressione passerà al di sotto dell'atmosfera. La figura 49 dà il diagramma per le pressioni di scarico in *a*, il cui valore risponde a circa $^2/_7$ di atmosfera, scaricando in un barilotto senza sistemi speciali di silenzioso, e in *b* con scarico all'aria libera.

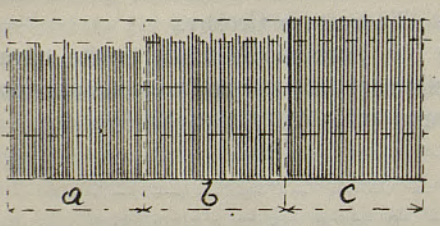


Fig. 50.

La *verifica delle pressioni esplosive* si fa a marcia normale del motore con molla potente, a piccola velocità di traslazione della carta, onde avvicinare per quanto possibile le linee di esplosione in forma di linee parallele fra loro. Un diagramma del genere è quello rappresentato nella figura 50 corrispondente in *a*, *b*, *c* al funzionamento a benzina con tre gradi diversi di diluizione.

Ma le esperienze possibili con tale apparato si estendono allo studio del diagramma completo, il quale si presenta come un diagramma continuo aperto, nel quale, sempre in funzione del tempo, è facile riconoscere le varie fasi, e farne lo studio. L'esperienza si compie facendo uso di una molla potente e dando alla carta la massima velocità di traslazione. Il diagramma che si ottiene prende la forma della figura 51, nella quale si distinguono le quattro fasi del ciclo succedentisi da destra a sinistra. Questo diagramma aperto è desunto su motore a benzina a forte diluizione, facente 1200 giri, con una pressione esplosiva di 30 atmosfere, una compressione media di 4,5 ed una pressione a fine di espansione di 1,5. Le seghettature sulla linea di espansione sono dovute all'effetto di inerzia della molla.

È evidente che, per quanto riflette la lettura delle indicazioni, per la analisi dei fenomeni non risulta alcun inconveniente che il movimento della carta avvenga per opera di un meccanismo di orologeria, e cioè indipendentemente da quello dello stantuffo. Se anzi si potesse assicurare che la velocità del motore è così uniforme da corrispondere al moto dell'orologio,

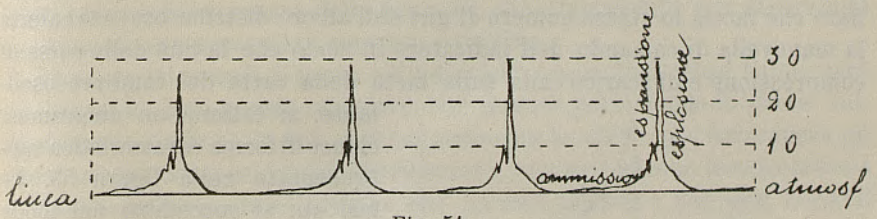


Fig. 51.

questo diagramma potrebbe anche permettere il calcolo del lavoro. Tale calcolo però sarebbe troppo incerto, onde si può dire che coll'attuale metodo la misura diretta del lavoro indicato non è possibile.

Ma tale diagramma aperto non è meno prezioso per lo studio del motore e per giudicare del suo buon funzionamento, esigenza precipua che accompagna qualsiasi prova all'indicatore.

Con un sistema simile Körting ha effettuato delle esperienze principalmente intese a riconoscere la velocità di propagazione della fiamma nelle miscele esplosive, argomento che offre un grande interesse nei motori veloci, anche in vista di regolare gli avanzamenti all'accensione. In una esperienza di tal genere converrà che sia grande la velocità di traslazione della carta, acciò il diagramma aperto si distenda sulla maggior possibile

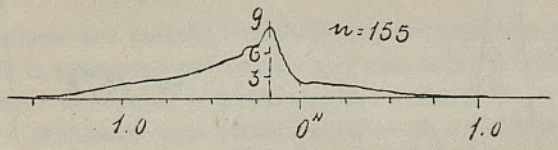


Fig. 52.

ampiezza. Körting infatti esperimentò colla velocità di m. 0,60 al 1". La figura 52 rappresenta un diagramma ottenuto col gas luce a compressione di 3 atm. circa (press. espl. 9 atm.) e nel quale la propagazione della fiamma richiedeva circa $^1/_4$ di secondo a 155 giri. Ma è questa una propagazione lenta assai, e non ammissibile nei motori a grande numero di giri, se si calcola che a 1200 giri al 1' le fasi si svolgono 10 volte in un secondo. Clerk adoprando miscele più ricche aveva già constatato che la velocità di propagazione è maggiore, e precisamente di secondi 0,05 a 0,01.

2. Applicazione degli indicatori di tipo ordinario ai motori veloci. — Güldner ha cercato di applicare l'indicatore a tamburo mobile del tipo ordinario, salvo tutti quei perfezionamenti che lo rendano possibilmente indipendente dalle forze d'inerzia, ai motori veloci tipo automobile, modi-

ficandone il modo di applicazione e conseguentemente ottenendo un diagramma chiuso che egli ha chiamato il *diagramma a doppia corsa*. Se invece di comandare il tamburo dell'indicatore col mezzo dell'albero a manovella, lo si comanda col mezzo dell'albero di distribuzione, che compie metà numero di giri del primo (ovvero lo si comanda con un albero ausiliare che faccia lo stesso numero di giri dell'albero distributore) e si caletta la manovella di comando dell'indicatore in modo che la fine delle corse di compressione e di scarico cada sulla metà della carta del tamburo oscillante, si ottiene un diagramma chiuso di forma caratteristica rappresentato nella figura 53. Le fasi qui si succedono nel modo che indica la figura. Il diagramma sarebbe in condizioni da poterci dare con esattezza la misura del lavoro indicato se la velocità del tamburo fosse in relazione a quella dello stantuffo, e se, per effetto della velocità degli organi dell'indicatore, le linee non si presentassero eccessivamente ondulate. Ma in ogni caso tutte le osservazioni cui il diagramma può dar luogo si deducono da questo, e cioè l'entità delle pressioni, il tempo, ecc. Di più essendo le linee di esplosione tracciate nel

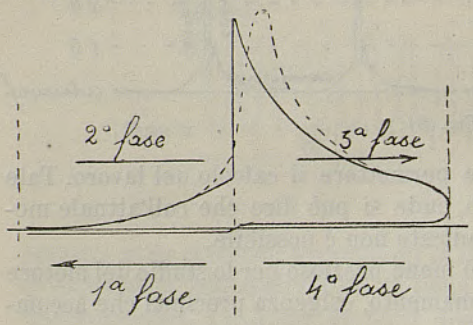


Fig. 53.

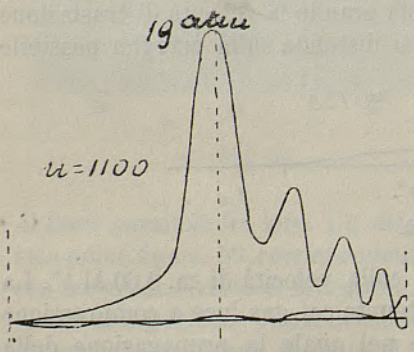


Fig. 54.

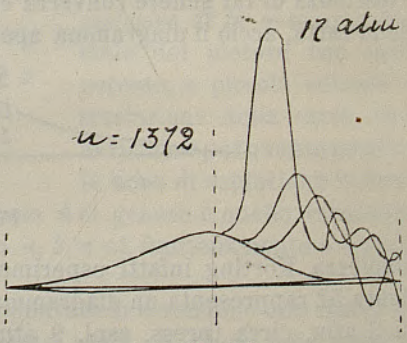


Fig. 55.

momento della massima velocità del tamburo (e non al punto morto) essa ci dà indizio esatto del tempo occorrente alla completa propagazione.

Se al punto morto si producesse una combustione istantanea (un'esplosione) la linea relativa sarebbe verticale. In realtà essa si presenta come all'andamento punteggiato del diagramma per la gradualità della combustione.

I due diagrammi (fig. 54 e 55) sono stati presi da Güldner su motore a benzina di 3 cavalli a 1100-1372 giri con indicatore Crosby. La metà a

sinistra dei diagrammi corrisponde alla corsa di compressione, quella a destra alla corsa di esplosione ed espansione. Siccome con macchine di tal genere a moto rapido la scintilla passa verso la metà della corsa di compressione, e siccome la velocità periferica del tamburo aumenta considerevolmente verso il mezzo, le linee di compressione e accensione passano una sull'altra. Ma la vera linea di compressione (senza accensione) è ben netta sul diagramma della figura 55, che rappresenta vari diagrammi sovrapposti, con accensione mancata o tardiva.

Tutti questi metodi di prova all'indicatore con motori veloci hanno però di comune fra loro questo carattere, che mentre permettono lo studio dell'andamento delle varie fasi, e ci suggeriscono le norme per correggere gli eventuali difetti, specie della distribuzione, non permettono la calcolazione del lavoro indicato; non ci dànno cioè un'area riferita a due assi normali di cui le ascisse sieno proporzionali alle corse, mentre le ordinate sono sono proporzionali alle pressioni.

Un passo più avanti è stato fatto coll'apparato Ravigneaux e con quello di Hospitalier e Carpentier denominato il *manografo*.

Il metodo Ravigneaux riposa sull'impiego di indicatori comuni. Con questo metodo non si può completare un diagramma se non con più cicli del motore. Per ogni ciclo si rileva una pressione e la posizione dello stantuffo corrispondente alla medesima, pel ciclo seguente un'altra posizione dello stantuffo e la relativa pressione e così via. Rilevando così delle pressioni successive abbastanza vicine, si ottiene un certo numero di punti del diagramma coi quali è poi facile di tracciare il diagramma completo. In tal caso l'influenza delle forze d'inerzia dell'indicatore è nulla, e qualunque indicatore può utilizzarsi allo scopo, purchè provvisto di sensibilità sufficiente.

L'applicazione del metodo comporta due processi. Col primo si misura per ogni ciclo la pressione nel cilindro per una data posizione di stantuffo, variando quindi in seguito la posizione dello stantuffo; col secondo, che è inverso, si stabilisce una certa pressione e si registra la posizione (o le posizioni) dello stantuffo per la quale la pressione nel cilindro è eguale alla pressione data, ottenendo così gli elementi per tracciare un diagramma medio.

Col sistema Ravigneaux (fig. 56) la comunicazione tra cilindro e indicatore è normalmente intercettata colla valvola equilibrata B. La valvola può essere sollevata collo stelo *a a* azionato dallo sporto L della corona K; la corona è trascinata cogli assi dai satelliti di un treno differenziale comandato da una parte dall'albero motore G e dall'altra dall'albero I che l'operatore può far girare a velocità. Se I è fisso, il treno dei satelliti e quindi K girano alla mezza volontà del motore; la valvola B è quindi sollevata una volta per ogni ciclo, e sempre nello stesso punto del medesimo, collegando lo spazio al di sotto di essa, che comunica col cilindro, collo spazio A che comunica coll'indicatore.

Girando ora l'albero I di un dato angolo, si cambierà a volontà la posizione di sollevamento della valvola B. Questo albero I comanda con manovella a biella (o con altra disposizione equivalente) un telaio munito di cartone e mobile orizzontalmente davanti la punta tracciante dell'indicatore. Le posizioni dello stantuffo e del telaio sono naturalmente correlative. Per una data posizione del telaio la valvola si eleva e l'indicatore segna una data pressione che esso conserva per tutta la durata del ciclo, cioè fin quando la valvola si eleva di nuovo. Se in questo frattempo il telaio è stato spostato, la punta dell'indicatore ha tracciato sul cartone una orizzontale; quando la valvola si solleva di nuovo, la pressione varia bruscamente e la punta dell'indicatore traccia una piccola porzione verticale. L'estremo della linea è un punto del diagramma; e girando l'albero I lentamente, si possono ottenere punti del diagramma vicini quanto si vuole.

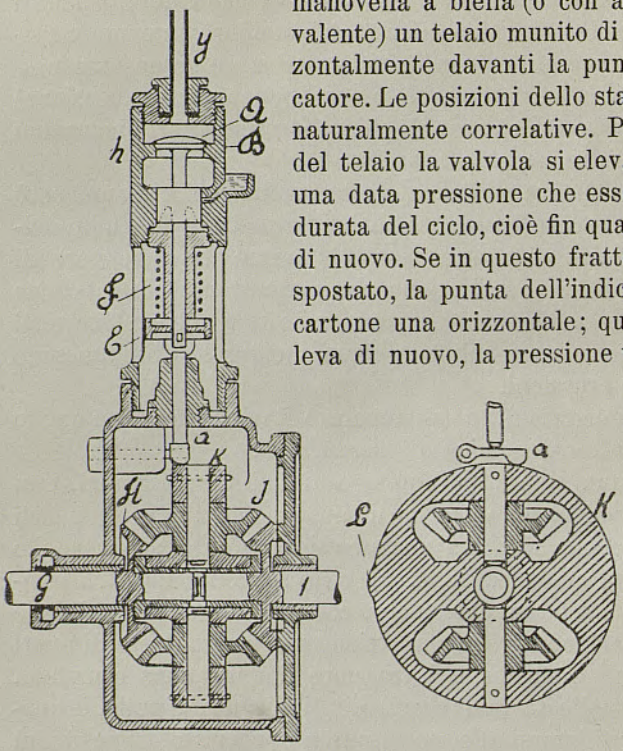


Fig. 56.

3. Il manografo. — Il manografo ci può dare con una linea luminosa su vetro l'esatto andamento del diagramma, come quello che occorre a calcolare il lavoro; tale immagine luminosa non lascia però traccia stabile; ma l'apparecchio può essere perfezionato così che il diagramma luminoso ottenuto possa influenzare una carta appositamente preparata (carta fotografica) sì da lasciar traccia stabile sulla medesima.

Esaminiamo brevemente questo ingegnoso ed originale apparato che ci fornisce il diagramma nella forma da noi studiata nei precedenti capitoli. Anche se non ottiensi stabile traccia, tuttavia esso ci permette di apprezzare per un dato ciclo la compressione, la potenza esplosiva, e di seguire i fenomeni di espansione, scarico ed aspirazione; così esso completa quello già esaminato, il quale dà modo di confrontare fra loro le diverse esplosioni che si succedono in un motore, determinarne il numero, la pressione, l'ordine di successione, ecc.

Il principio su cui riposa il manografo è quello di proiettare su uno specchio opportunamente disposto un fascio luminoso, il quale si riflette a sua volta su un diafragma fisso; lo specchio è così disposto da subire

degli spostamenti correlativi alle variazioni di pressione ed ai movimenti dello stantuffo tali che il raggio luminoso riflesso sul diafragma o quadrante disegna sovra di esso la linea luminosa del diagramma, la quale dura all'occhio per la durata dell'impressione sulla retina.

Quale sia il principio teorico dell'apparato, e come si ottenga praticamente il diagramma è quanto ora spieghiamo.

Si supponga di avere uno specchio piano (fig. 57) sul quale si scelgono tre punti: $a\,b\,c$, così disposti che $a\,b$ sia normale ad $a\,c$ e che b costituisca un punto del piano immobile nello spazio, mentre i punti c e a possono muoversi normalmente al piano stesso di piccole quantità (o, che è lo stesso, lo specchio può subire degli spostamenti intorno al punto b nel quale lo specchio è articolato), e su questo specchio si faccia convergere un raggio luminoso proveniente da un punto dato, raggio che poi va a riflettersi sopra un diafragma parallelo allo specchio. Evidentemente se teniamo fissa la linea $a\,b$ e muoviamo c (cioè si fa ruotare lo specchio intorno ad $a\,b$) il raggio riflesso sul quadrante traccerà su esso, nelle varie posizioni, una linea parallela a $b\,c$; viceversa se si tien fisso $b\,c$, movendo il punto a, lo stesso raggio traccia sul quadrante una linea parallela ad $a\,b$, riproducendo sul quadrante medesimo due linee parallele agli assi del sistema di coordinate. Se invece teniamo fisso b e intorno ad esso muoviamo insieme i punti $a\,c$, il raggio percorrerà una linea la quale dipende dalla natura del movimento impresso ad a ed a c, verificandosi così una composizione di movimenti dipendente sia da quelli specifici e singoli di a e c, come pure dalla legge correlativa coi quali si verificano.

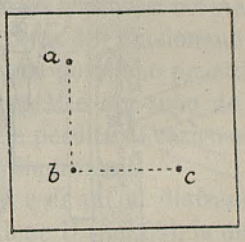


Fig. 57.

Ora se il movimento di c, entro i limiti nei quali può avvenire, è comandato dal moto dello stantuffo ed è sincrono con esso, questo considerato isolatamente traccerà degli elementi paralleli all'asse delle ascisse, ovvero dei volumi (o delle corse), mentre se lo spostamento di a è determinato dalle variazioni di pressione che si producono nell'interno del motore durante le varie fasi, questo, considerato pure isolatamente, traccierà elementi paralleli all'asse delle ordinate o delle pressioni. Movendosi i due punti $a\,c$ durante la marcia del motore, contemporaneamente, si traccierà sul diafragma la curva luminosa la cui forma dipende ad un tempo dal movimento dello stantuffo e dalla pressione interna; questa curva è il diagramma reale sullo stantuffo quale è stato già da noi esaminato.

Ecco ora in qual modo gli inventori sono giunti a realizzare le condizioni suddette.

Ad una parete della camera chiusa x (fig. 58), alle cui estremità opposte è il diafragma sul quale si disegna il diagramma, è applicato lo specchio leggermente concavo, specchio che riceve i movimenti proporzionali a quelli dello stantuffo e delle pressioni.

La pianta dell'apparecchio è indicata nella figura 59, la sezione nella figura 60. Come alle figure 58 e 59, A B C sono i punti d'appoggio dello specchio. Il movimento dello stantuffo è trasmesso al punto C col mezzo di uno stelo (fig. 58) comandato dalla leva N articolata alla biella comandata dal rocchetto P′; il quale ingrana con rocchetto di egual diametro P fissato all'estremo dell'albero L (fig. 59), messo in

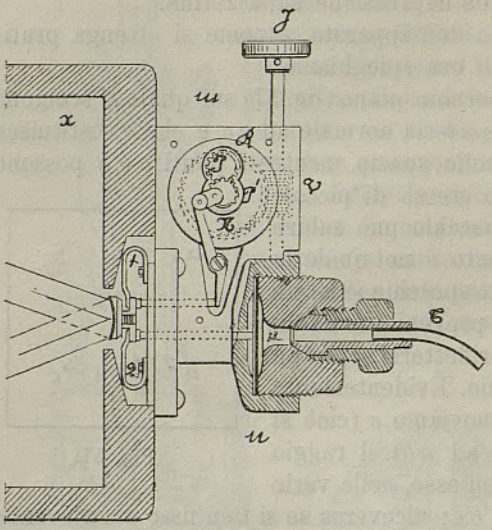


Fig. 58.

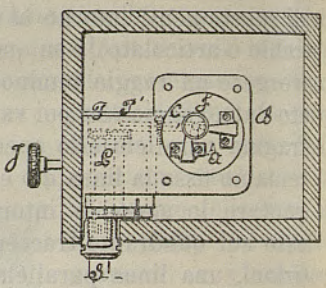


Fig. 59.

moto dall'albero motore della macchina mediante albero flessibile. Essendo così il moto dello stelo sincrono a quello dello stantuffo, lo stesso avverrà del moto del punto C dello specchio.

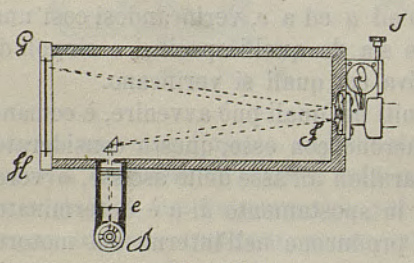


Fig. 60.

L'albero flessibile non comanda direttamente il rocchetto P′ per la ragione seguente. Occorre registrare l'apparato così che l'inizio del movimento dello stantuffo coincida coll'inizio del moto dello stelo, quindi dello specchio; di più occorre che i due moti sieno così registrati che il diagramma luminoso possa leggersi da sinistra a destra, come d'abitudine. Ora se l'albero flessibile comandasse direttamente il rocchetto P′ questo scopo di registrazione esatta non potrebbe ottenersi se non col disinnestare P′ dandogli così un moto indipendente da quello del motore, onde potere poi col mezzo di tentativi lunghi e penosi ottenere la registrazione necessaria. Invece, se con P′ si fa ingranare il rocchetto P al quale è unito l'albero flessibile, il rocchetto può spostarsi senza ruotare facendogli descrivere col suo centro un circolo sul centro di P′; in tal modo il rocchetto P imparte a P′ un moto di rotazione che serve ad ottenere l'esatta registrazione. Tale moto di P è ottenuto fissandolo sul disco R, dentato all'esterno elicoidalmente, che viene

fatto girare intorno al centro di P' col mezzo della vite tangente V comandata dal bottone J (fig. 58). Facendo girare il bottone si riconosce in qual posizione si porterà il punto esatto che deve occupare il punto luminoso, che è l'intersezione del raggio riflesso dallo specchio sul diafragma.

Veggasi ora come si trasmette la pressione al punto A dello specchio. La camera di compressione del motore in esame comunica coll'apparato mediante il tubo di rame T, avente il diametro di 2 a 3 mm., che mette capo ad una camera U chiusa da una membrana metallica e flessibile M. Questa membrana si deforma sotto l'effetto delle pressioni, con deformazioni che sono proporzionali alla loro intensità; i movimenti sono trasmessi col mezzo dell'asta *a* al punto A dello specchio. Le molle 1, 2 (fig. 58) funzionano da molle di richiamo tendenti a riportare lo specchio alla posizione primitiva.

Notisi che l'insieme delle capacità della camera M e del tubo dà un volume totale minimo (il tubo è lungo circa m. 1); le perdite di carico sono trascurabili, e non è snaturato perciò l'aspetto del diagramma.

Il raggio luminoso che si riflette sullo specchio e di qui al diafragma, è ottenuto col mezzo di piccola lampada ad acetilene D (fig. 60), la quale fornisce un fascio di raggi divergenti guidati da un foro praticato nella parete sottile *e*; questo fascio cade su un prisma a riflessione totale E che lo rinvia allo specchio F. Questo specchio può essere piano, o formato da un prisma a riflessione totale, o, meglio, concavo leggermente; esso riceve il fascio luminoso divergente e lo riflette in un fascio convergente sovra un punto del diafragma G H formato di vetro. Questo punto descrive il diagramma (che può restare stabilmente tracciato se la linea luminosa intacca una superficie allo scopo preparata per restarne intaccata).

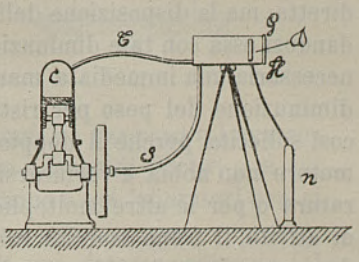


Fig. 61.

La disposizione generale che si dà ad un'installazione di prova di questo genere è quella indicata dalla figura 61 le cui lettere hanno il seguente significato: C motore, T tubo tra il motore e l'apparato, S albero flessibile, G H diafragma su cui si proietta il diagramma, D lampada ad acetilene, e *n* generatore per detta.

Il *tracciamento dei diagrammi* è, come si vede, operazione assai delicata nelle macchine veloci, ma tanto più necessaria nelle medesime dove un piccolo spostamento nella successione delle fasi ha un'importanza molto maggiore che nelle macchine lente ordinarie, e dove per conseguenza è di maggiore interesse avere il mezzo per poterle eventualmente constatare. Il diagramma infatti, se può servire come mezzo per la misura del lavoro indicato, serve assai più come mezzo per riconoscere a colpo sicuro quali sieno i difetti nel funzionamento, nella tenuta degli organi, nella registrazione della distribuzione o dell'accensione, e dà il criterio più positivo per correggerli senza tentativi inutili.

4. Misura del lavoro effettivo. Freni ordinari e freni elettrici. — La misura del lavoro effettivo non può essere fatta con sicurezza mediante l'impiego degli ordinari freni d'attrito derivanti dal freno di Prony, quando si tratta di macchine del genere dei motori veloci a combustione. In queste macchine — dove il lavoro è sviluppato con un grande eccesso di uno dei fattori del lavoro (la velocità o il numero dei giri) sull'altro (lo sforzo o il peso), e dove la diminuzione della velocità produce una diminuzione di lavoro che nelle macchine stesse non può essere in altro modo compensata — l'uso dei freni d'attrito, pur non potendosi escludere per ragioni di principio, si trova ostacolato da considerazioni pratiche di carattere decisivo.

Se noi potessimo esser certi che da un lato il motore sviluppa una forza costante, e che dall'altro il freno è soggetto ad un attrito pure costante, nessuna obbiezione pratica si potrebbe opporre all'uso di questo classico apparato di misura. Ma le condizioni reali sono ben lontane dal rispondere a questi due principii: la costanza del lavoro sviluppato e la costanza del coefficiente di attrito. Ora il mancare di queste due condizioni si presenta specialmente grave nelle prove al freno sui motori a combustione a molti giri.

Una diminuzione nel numero dei giri derivante da cause intrinseche del motore (accensioni mancate, perdite, ecc.) produce una immediata diminuzione di lavoro, che in questi motori non può essere corretta da altre cause. Ora non solo la forza scema col numero dei giri in proporzione quasi diretta, ma la disposizione dell'accensione (anticipo) è tale che, non accordandosi essa con tale diminuzione, il lavoro scema ancora di più; sarebbe necessaria una immediata manovra del freno, e cioè l'allontanamento e la diminuzione del peso per ristabilire l'equilibrio; operazione al solito non così sollecita perchè il doppio fenomeno che può produrre l'arresto del motore non abbia a verificarsi. Inversamente, se per variazioni di temperatura o per le altre molteplici cause avviene un aumento nel coefficiente di attrito, il freno esercita subito un'azione frenatrice energica che riproduce per altra via i fenomeni ora indicati, giungendo così per altro verso all'arresto del motore.

Migliori che non il semplice freno di Prony sarebbero per tale applicazione i freni equilibrati sia a leva che a corda; ma oltrechè i difetti non scompaiono se non in piccola parte, sta sempre che in questi tipi la costante refrigerazione richiede speciali precauzioni, è molto incomoda la sorveglianza che si esige continua ed è difficile la diretta registrazione del lavoro.

Le prove col freno, se vogliono eseguirsi, in mancanza di altro mezzo più logico, dovranno farsi ad un lavoro sempre inferiore al massimo del motore, e con puleggie piccole, onde rendere possibilmente elevato il valore del carico applicato al braccio del freno.

La misura del lavoro in cavalli si ottiene con la

$$Ne = 0{,}0014\, n\, L\, P:$$

N_e lavoro in cavalli, n numero di giri al 1′, L lunghezza del braccio di leva del freno, P carico applicato all'estremo del freno supposto equilibrato il braccio di leva.

Certamente il mezzo più sicuro per ottenere la misura del lavoro di un motore a grande velocità angolare è quello di fare impiego di una dinamo. In questo caso il lavoro del motore non è assorbito dall'attrito, ma è trasformato in energia elettrica i cui elementi si equilibrano immediatamente cogli elementi meccanici del motore, evitando così tutti gli inconvenienti che derivano dal freno di attrito. Basterà in tale caso montare su una piattaforma il motore ed accoppiarvi direttamente con doppio giunto cardanico una dinamo il cui rendimento sia noto. Le grandezze date dal quadro (ampère e volt) permettono senz'altro la misura del lavoro.

Se le circostanze non lo permettono la dinamo potrà essere azionata dal motore con cigna. In tal caso si dovrà tener conto del rendimento della trasmissione a cigna.

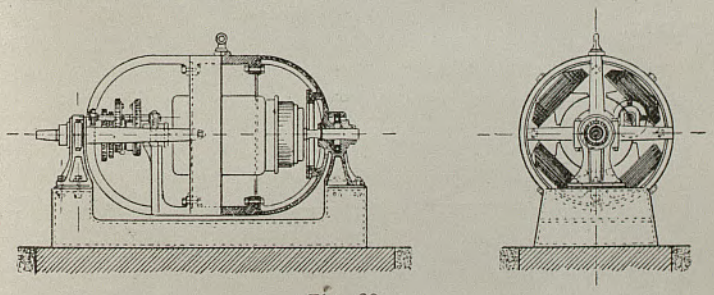


Fig. 62.

Interessante al riguardo è il freno dinamometrico Panhard e Levassor che può funzionare ad un tempo come dinamo e freno di Prony, e la cui applicazione è oramai costante in tutte le officine e nei laboratori ove si esperimentano questi motori.

Questo freno dinamometrico si compone di una dinamo ordinaria (al solito tetrapolare) i cui induttori sono mobili e possono girare intorno allo indotto. Gli induttori portano il braccio di leva del freno che può collocarsi sia a sinistra sia a destra dell'apparato, secondo il senso in cui gira l'indotto. I pesi sono portati con uncini all'estremo del braccio di leva; questi pesi si oppongono alla rotazione dell'induttore trascinato dalla reazione dell'indotto, e misurano il valore di questa coppia di trascinamento.

L'indotto (fig. 62) gira entro cuscinetti ordinari, portati dalla capsula mobile dell'induttore; il tutto riposa su sopporti a sfere che permettono la rotazione dell'induttore intorno al proprio asse come una leva di bilancia. Gli induttori sono ad eccitazione indipendente. L'indotto è collegato con giunto cardanico doppio al motore in prova, e la sua rotazione genera una corrente assorbita da un reostato di lampade, od altra resistenza. Nel moto, l'indotto tende a trascinare l'induttore, il cui equilibrio è

mantenuto dai pesi. Si contano i giri fatti dall'indotto, e si valuta il carico sospeso all'estremo della leva. Il lavoro si otterrà, misurata la lunghezza del braccio di leva, colla stessa formola del freno di Prony.

La capsula dell'induttore che porta il peso P (fig. 63) si trova trascinata nel senso di rotazione dai momenti di attrito dell'albero sui cuscinetti e sul *balais*, e dal momento che risulta dalla reazione dell'indotto sull'induttore, momento che ha un valore di gran lunga maggiore degli altri; tutti questi sono a lor volta equilibrati dal peso P agente alla distanza l, se l è la lunghezza del braccio del freno. Si avrà quindi:

$$N_e = \frac{2\pi}{60 \cdot 75} \cdot P \cdot l \cdot n = 0{,}0014\ P \cdot l \cdot n.$$

Questo freno può essere impiegato come motore, e viene allora utilizzato come un vero dinamometro di trasmissione. In tal caso l'espressione 0,0014 P . l . n misura ancora il numero di cavalli disponibili sul cardano dell'apparato.

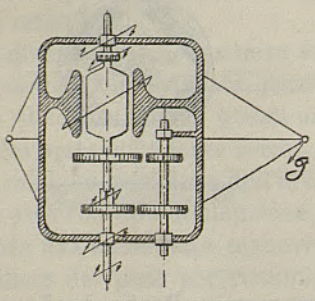


Fig. 63.

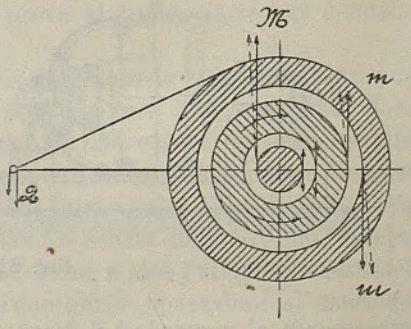


Fig. 64.

Basterà dimostrare che il momento motore resistente della macchina condotta è eguale al momento del peso attaccato al braccio di leva, e che gli attriti sui sopporti non recano perturbazione. Riferendoci alla figura 64, facciasi

Q il momento sull'induttore;
M il momento resistente sull'indotto della macchina condotta;
m i momenti dell'indotto rispettivamente positivo e negativo;
f i momenti di attrito sull'induttore, rispettivamente di segno contrario.

Pongasi che il senso positivo sia quello della rotazione nel senso delle sfere di un orologio; le freccie in tratti pieni corrispondono all'apparato usato come motore, quelle a tratti punteggiati all'apparato usato come freno.

Ora per l'*apparato usato come motore*, l'equilibrio dell'indotto ci dà:

$$-M + f - m = 0$$

e quello dell'induttore: $-f + m - Q = 0$

e sommando $M = Q$.

Per l'apparato *usato come freno* l'indotto gira in senso inverso, ma tutti i momenti sono di egual segno, salvo quelli di attrito, onde si avrà:

indotto $M - f - m = 0$

induttore $f + m - Q = 0$

e quindi $M = Q$.

Nel disegno delle figure 62-63 si vede un albero secondario che porta degli ingranaggi i quali vengono in presa con altre ruote dentate fissate all'albero principale. È questo un riduttore o acceleratore di velocità, a seconda delle dimensioni degli ingranaggi montati su questo albero secondario. Lo scopo della disposizione è quello di conservare all'indotto una velocità costante (ord. 1200 giri al minuto), quale sia il numero di giri che fa il motore nella prova. Questa aggiunta non modifica in nulla la precisione delle misure.

5. **Molinello Renard.** — Citiamo infine un altro ingegnoso apparato di misura del lavoro per queste macchine veloci, e cioè il *molinello Renard* (fig. 65). Questo molinello consta di una barra in legno o metallo B B′ normale all'asse di rotazione, cui può fissarsi una coppia simmetrica di piani P P′, al solito di alluminio, mobili ortogonalmente nell'aria. Variando le distanze dei piani dal centro si può variare la resistenza che l'apparato offre alla rotazione. Una serie di fori permette di registrare i piani a diverse distanze dall'asse. La sbarra B B′ è montata su asse mobile in sopporti a sfere e sostenuta da una conveniente sedia; dicesi modulo del molinello la distanza dei fori di registrazione dei piani P P′.

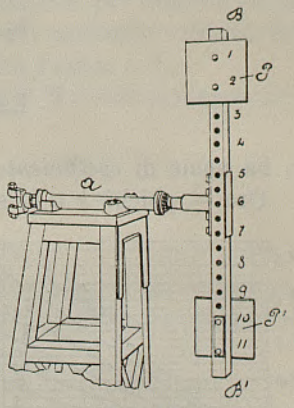


Fig. 65.

L'apparato del modulo di cm. 5,5 con lunghezza di lama di 24 moduli (132 cm.) e col peso di chg. 12 è atto alla prova di motori che fanno da 600 a 1300 giri, sviluppando da 10 a 80 cavalli.

Fino al modulo 4, data la leggerezza dell'apparato, il molinello può essere calettato direttamente sull'albero motore, senza alcun sostegno proprio.

Consideriamo uno dei piani P del molinello; diciamo R la resistenza normale al piano che esso incontra nel moto applicata al centro di figura, e r la distanza di tal centro dall'asse di rotazione; sarà il momento resistente

del piano eguale a $R \cdot r$ e per i due piani $2 \cdot R \cdot r$. Il lavoro resistente in un giro sarà $2R \cdot 2\pi r$, ovvero $2\pi \cdot M$, se M è il momento resistente totale.

Se l'albero fa n giri al 1', il lavoro in chgmetri durante un secondo sarà:

$$\text{Lavoro} = 2\pi M \cdot \frac{n}{60}.$$

Ora la resistenza opposta dall'aria al movimento del piano è proporzionale alla superficie del piano, al quadrato della velocità di rotazione, e al peso γ del mc. di aria nel locale di prova. Detto k il coefficiente di proporzionalità relativo all'apparato, Renard pone:

$$M = k \cdot \gamma \cdot \left(\frac{n}{1000}\right)^2.$$

k è un coefficiente ottenuto col tarare l'apparato, e varia colla distanza dei piani. (Per facilità di conteggio si pone nella formola invece di n l'espressione $\frac{n}{1000}$).

L'espressione del lavoro diverrà:

$$\text{Lavoro} = \frac{\pi}{30} \gamma \cdot k \left(\frac{n}{1000}\right)^2 \cdot n = \frac{1000 : \pi}{30} \cdot \gamma \cdot k \cdot \left(\frac{n}{1000}\right)^3$$

e fatto

$$k_1 = k \frac{1000 \cdot \pi}{30} = 104{,}72k.$$

$$\text{Lavoro} = k_1 \cdot \gamma \cdot \left(\frac{n}{1000}\right)^3.$$

k_1 ha nome di *coefficiente di lavoro del molinello.*

Ora — poichè k e k_1 si calcolano, una volta per tutte, in funzione del numero dei fori per fissare le piastre, n si valuta col contatore o tachimetro, γ è facile a verificare colla temperatura — vedesi che la formola offre un modo sollecito di calcolare il lavoro in chgmetri al 1" o in cavalli (dividendo per 75).

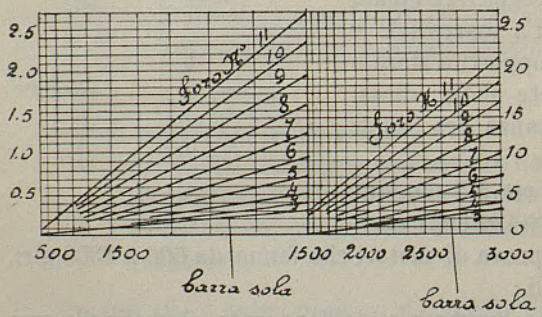


Fig. 66.

Questo calcolo per ogni tipo di molinello è semplificato da una tabella che dà direttamente il lavoro in cavalli in funzione di n. Noi ne diamo esempio riproducendo (fig. 66) la tabella del molinello modulo 2,5 ($\gamma = 1{,}25$), con fori distanti 25 mm., lunghezza della barra m. 0,60, sua sezione mm. 25×60; peso dell'apparato chg. 1,09; piani quadrati col lato di millimetri 103.

Le ascisse dànno il numero dei giri; le ordinate il lavoro in cavalli.

Il molinello viene tarato col mezzo della bilancia dinamometrica (fig. 67). L'apparato comprende una leva di bilancia ordinaria su coltelli, portante due dischi P P'; un contrappeso C che regola la sensibilità dell'apparato, un indice di riferimento mobile su piccolo quadrante (non visibile sulla figura). Il braccio porta un telaio B che oscilla con esso e porta a sua volta un motorino elettrico M che riceve la corrente con due fili immersi in due tazze di mercurio. Un contatore a distacco è collocato su B. Il molinello è direttamente montato sull'asse della dinamo, o su un albero parallelo.

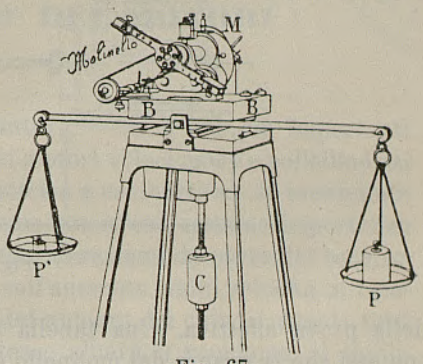


Fig. 67.

Si procede nell'operazione come appresso: si mette prima allo zero l'indice della bilancia; si fa poi passare la corrente progressivamente fino ad ottenere la velocità n che vuolsi. Allora l'equilibrio della bilancia è rotto. Se il molinello gira da sinistra a destra, l'equipaggio tende a girare da destra a sinistra. Per ristabilire l'equilibrio e portare l'indice allo zero si colloca sul disco a destra un peso P, il cui momento, per rispetto all'asse di oscillazione, è eguale al momento resistente del molinello nell'aria. Se il braccio di leva della bilancia è l, il momento sarà eguale a $P \cdot l$.

Misurato n e noto il peso γ nell'espressione di M è solo incognito k; si otterrà dunque:

$$k = \frac{M}{\gamma \left(\frac{n}{1000}\right)^2}.$$

Si opera così a diverse velocità n e si deve trovare un valore di k costante, facendo la media poi dei varii risultati che poco differiscono. Dal coefficiente k è facile passare al coefficiente k_1.

È opportuno, perchè l'esperienza sia più facile, fare uso di una corrente regolare fornita da accumulatori, ed aggiungere alla bilancia un moderatore formato da un disco mobile in un cilindro d'acqua e fissato al basso dell'asta del contrappeso.

L'apparato, assai semplice di costruzione, fornisce risultati di grande precisione; esso si presta a misurare lavori assai varii, e può essere adoperato sia con un solo piano, sia con entrambi.

La fig. 68 ci indica il modo di applicazione del molinello per la prova di un motore a 4 cilindri.

Il calcolo, sul quale ci pare inutile di soffermarci, prova che il massimo errore possibile col molinello è di 1,10 %. Naturalmente siccome i

diagrammi sono stabiliti per la temperatura e la pressione barometrica al momento della tara, si devono correggere le letture fatte al momento

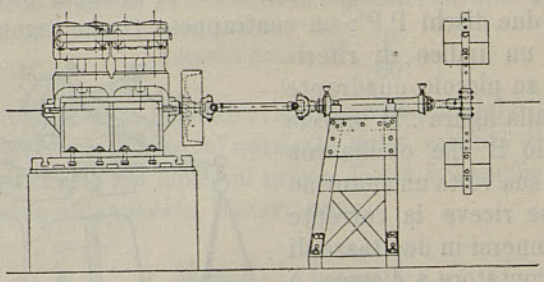


Fig. 68.

della prova effettiva. Una tabella apposita facilita questi calcoli, ed è con essi che la misura del molinello è ricondotta ad un eventuale massimo errore di 1 %.

A tutti i vantaggi precitati aggiungasi la grande economia di impianto che comporta un apparato di questo genere, la quale ne rende il costo assai minore che non quello di una installazione elettrica qualsiasi.

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

CAPITOLO VI.

DELL'EQUILIBRIO DEI MOTORI

1. **Generalità sull'equilibrio dei motori.** — Uno dei più importanti argomenti riguardante la costruzione dei motori veloci mono e policilindrici è quello del loro equilibrio. Finchè la motrice a combustione fu mantenuta ad un numero di giri limitato, il problema non aveva estrema importanza e non era oggetto neppure di speciale considerazione da parte del tecnico, salvo che per le macchine potenti. Ma, coll'aumento delle velocità di rotazione dell'albero motore e col crescere del numero dei cilindri agenti tutti coi rispettivi stantuffi e bielle sullo stesso albero, il problema di equilibrare le masse rotanti e quelle animate da movimenti rettilinei alternativi si è imposto all'attenzione dei tecnici e dei costruttori, tanto più che, nelle prime applicazioni fatte all'automobilismo e alla navigazione aerea, l'appoggio del motore non presentava quella stabilità che presentano le fondazioni delle pesanti macchine fisse, nelle quali qualche vibrazione o squilibrio nel movimento del motore viene annullato e dal peso della macchina e dal suo attacco rigido sulla fondazione.

Questo problema è stato risolto in modo più o meno completo e nelle macchine a più cilindri, specialmente a 4 e 6 cilindri ed in combinazione di questi, senza aggiunta di organi speciali, ma colla semplice calettatura delle singole manovelle sotto angolo determinato fra loro.

Potremo quindi limitarci ad indicare in qual modo debba avvenire tale calettatura per i varii tipi di macchine e quindi in quale modo i singoli cilindri della macchina policilindrica funzionino uno per rispetto all'altro. Ma è bene che il problema venga scientificamente esaminato, perocchè non sarà inutile conoscerne i principii generali dell'equilibrio per qualunque forma futura possa assumere la costruzione, e per conoscere fino a qual grado effettivamente l'equilibrio teorico sia soddisfatto.

Nel meccanismo fondamentale principale di un motore a combustione ad un sol cilindro, gli organi che debbono essere equilibrati sono di tre specie:

1° *I corpi non simmetrici rispetto all'asse e ruotanti intorno al medesimo, come è del bottone o perno della manovella, e della parte libera delle braccia di questa;*

2° *I corpi animati di movimento rettilineo alternativo, come è dello stantuffo e del perno (spinotto) che lo collega alla biella;*

3° *I corpi animati di movimento nè rettilineo nè circolare, e cioè la biella.*

Ciascuna di queste parti richiede nel meccanismo speciali considerazioni per l'equilibrio.

Il problema si complica ancora di più, se, invece di considerare un cilindro unico, si considera l'azione di più cilindri funzionanti sullo stesso albero motore, sia disposti col proprio asse nello stesso piano sia in piani paralleli.

Notiamo bene che non si deve confondere, come fanno alcuni, l'equilibrio di un motore inteso nel senso suesposto, che è la compensazione più o meno perfetta delle forze centrifughe e delle forze d'inerzia dei pezzi in moto, colla maggiore o minor regolarità nella distribuzione delle fasi motrici. Ad ogni periodo motore, la coppia motrice, come avemmo modo di constatare, dà origine ad una coppia di reazione eguale e di senso contrario, che tende a far oscillare il motore intorno al proprio asse d'inerzia. La coppia motrice non può essere equilibrata col mezzo di pesi addizionali. È incontestabile che queste oscillazioni sono tanto più deboli quanto più è debole la coppia motrice, cioè quanto più è grande il numero dei cilindri. Ma questi fenomeni sono per ora estranei allo studio delle condizioni di equilibrio dei motori, il quale viene fatto esclusivamente in riguardo alla massa delle loro parti mobili, ed agli effetti che essa produce. Tali fenomeni hanno notevole influenza se si verifica, come vedremo, il sincronismo tra le esplosioni e le oscillazioni proprie di vibrazione del meccanismo, che ha per risultato di sommare questi impulsi fino a quando l'amplitudine ne sia tale che il sincronismo venga distrutto, dappoichè la durata delle oscillazioni di un sistema elastico aumenta colla loro ampiezza. Si constata spesso, ed i pratici hanno occasione di farne frequente verifica, il fatto che ad una data velocità del motore, che non è nè la più grande nè la più piccola, le trepidazioni risultano esagerate, e che per farle cessare basta aumentare o diminuire leggermente questa velocità.

In rapporto alla stabilità ed uniformità del moto il problema dei motori veloci è quindi duplice — l'una parte riflette l'*equilibrio delle masse in movimento*, l'altra *la regolarità della coppia motrice*.

2. Equilibrio delle masse dotate di moto rotatorio. — 1. *Equilibrio di una massa ruotante intorno ad un asse col mezzo di un'altra massa avente il centro di gravità nello stesso piano con quello della massa da equilibrare.* — La massa M eccentrica (fig. 69) produce girando la forza centrifuga F, il cui valore è



Fig. 69.

$$F = M r \omega^2$$

se r è la distanza del centro di gravità di M dal centro di rotazione ed ω la velocità angolare. Una massa addizionale M_1 alla distanza r_1 diametralmente opposta farà equilibrio alla precedente se $M_1 r_1 \omega^2 = F$, cioè

$$M_1 r_1 = M r. \qquad (1)$$

Le due masse M_1 M formano allora un sistema equilibrato per rispetto alle forze centrifughe.

Ne risulta evidentemente che se $r = r_1$, sarà $M = M_1$.

Si potranno dunque equilibrare i bottoni di manovella e la parte del braccio di manovella che non è già equilibrata mediante contrappeso simmetrico alla distanza conveniente e col centro di gravità nello stesso piano di quello della massa che si vuole equilibrare. Così nel caso di manovelle formate con albero a gomito la condizione data dal centro di gravità obbligherà all'uso di due contrappesi ciascuno corrispondente all'equilibrio di uno dei bracci e di metà del perno (fig. 70).

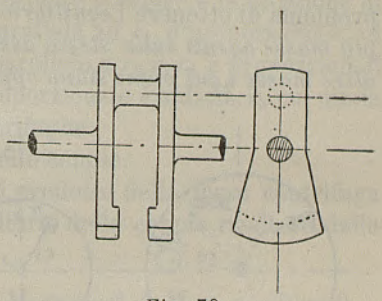


Fig. 70.

Collo stesso procedimento si possono equilibrare con un unico contrappeso, avendo solo riguardo all'effetto della forza centrifuga, due o più masse ruotanti in un piano.

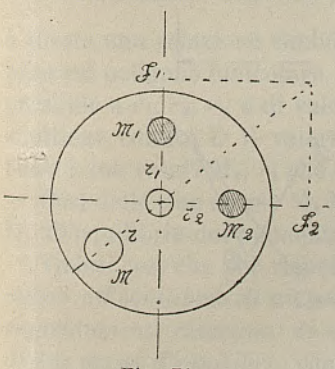


Fig. 71.

Così (fig. 71 e 72) le masse M_1 e M_2 che producono rispettivamente le forze centrifughe $F_1 = M_1 r_1 \omega^2$ ed $F_2 = M_2 r_2 \omega^2$ dirette radialmente saranno equilibrate colla forza. $F = M r \omega^2$ diretta in senso contrario a quello della risultante del prg. formato colle F_1 ed F_2. Il che si risolve nel prendere la 1-2 eguale o proporzionale e parallela a F_2, la 2-3 eguale o proporzionale e parallela a F_1 determinandosi così 1-3 che delimita in grandezza e direzione il valore della risultante F. Ciò si traduce nella espressione che la risultante delle forze centrifughe (F, F_1, F_2) è eguale a 0. Onde il problema è ricondotto alla soluzione del caso presente.

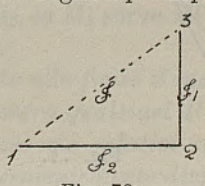


Fig. 72.

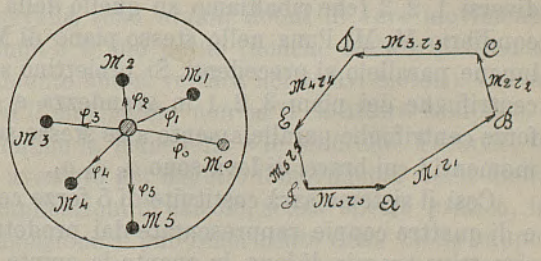


Fig. 73.

E così avverrebbe se si trattasse di un numero di forze centrifughe qualsiasi da equilibrare (φ_1, φ_2, φ_3 ...), poichè, costruito il poligono funicolare, la retta che lo chiude dà la grandezza e la direzione della forza centrifuga

risultante φ_0, che le equilibra tutte con un unico contrappeso, come ne dà esempio la figura 73, le cui indicazioni sono per sè abbastanza chiare.

2. Noi abbiamo supposto sin qui di equilibrare l'effetto delle forze centrifughe agenti in un dato piano di rotazione. Assai più complesso è il problema di ottenere l'*equilibrio delle forze d'inerzia centrifughe di una o più masse agenti sullo stesso asse in piani diversi paralleli, col mezzo di altre masse i cui piani siano opportunamente scelti.*

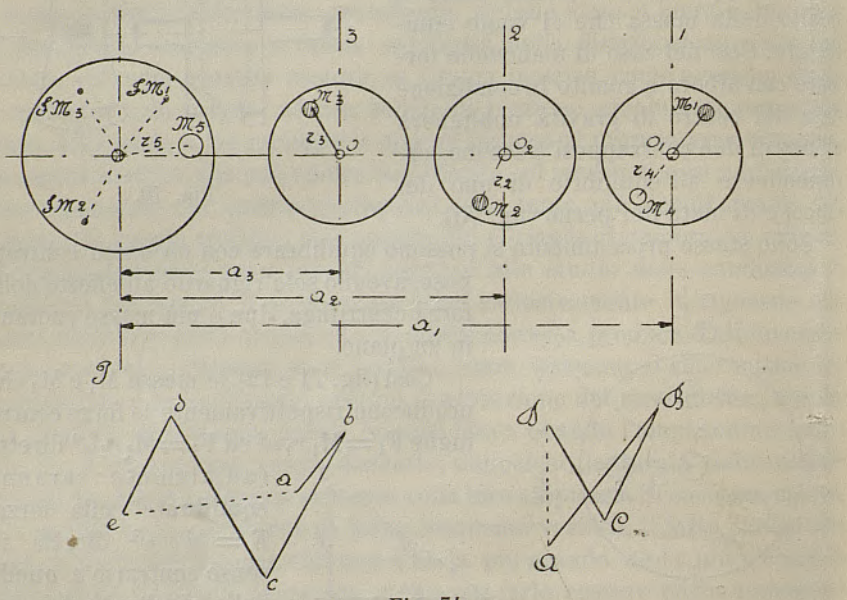


Fig. 74.

E per fissare le idee supponiamo (fig. 74) di dover procedere all'equilibrio delle masse M_1 M_2 M_3, girevoli intorno allo stesso asse, e in piani diversi 1, 2, 3 (che ribaltiamo su quello della figura) e siano le masse di equilibrio M_4 M_5 l'una nello stesso piano di M_1 l'altra in un piano P qualunque parallelo ai precedenti. Si proiettino su questo piano le varie forze centrifughe dei piani 3, 2, 1 in grandezza e direzione. Il trasporto delle forze centrifughe parallelamente a se stesse su P dà origine ad altrettanti momenti i cui bracci di leva sono a_3 a_2 a_1.

Così il sistema sarà costituito di 5 forze centrifughe agenti nel piano P e di quattro coppie rappresentate dai prodotti delle forze centrifughe pel rispettivo braccio di leva, in quanto la quinta forza si trova già su P.

Perchè il sistema sia in equilibrio occorre che la risultante delle forze centrifughe sia nulla, e nulla pure la coppia risultante da tutte le coppie. Sarà per le forze:

$$\text{risultante} \quad (M_1 r_1 + M_2 r_2 + M_3 r_3 + M_4 r_4 + M_5 r_5). \omega^2 = 0$$

essendo ω la velocità angolare. E poichè questa è costante, la relazione diviene:

$$\text{risultante di } (M_1 r_1 + M_2 r_2 + M_3 r_3 + M_4 r_4 + M_5 r_5) = 0.$$

È facile il determinare col poligono funicolare il valore e la direzione di M_5 fissato arbitrariamente M_4. Tirisi $a\,b$ parallela ad r_1, e proporzionale ad $M_1 r_1$ e così successivamente $b\,c$, $c\,d$, $d\,e$ parallele a $r_2 r_3 r_4$ e proporzionali a $M_2 r_2$, $M_3 r_3$, $M_4 r_4$. Si otterrà il valore proporzionale $e\,a$ di $M_5 r_5$ col quale si completerà l'equilibrio per le forze centrifughe.

Procedasi ora a stabilire l'equilibrio delle coppie.

Queste coppie hanno per espressione il prodotto della forza centrifuga pel rispettivo braccio di leva, onde l'equilibrio delle coppie risulterà dalla relazione:

$$\text{risultante } (M_1 r_1 a_1 \omega^2 + M_2 r_2 a_2 \omega^2 + M_3 r_3 a_3 \omega^2 + M_4 r_4 a_1 \omega^2) = 0$$

e cioè:

$$\text{risultante } (M_1 r_1 a_1 + M_2 r_2 a_2 + M_3 r_3 a_3 + M_4 r_4 a_1) = 0;$$

è questa una relazione simbolica la cui costruzione geometrica è assai semplice col poligono funicolare. Tirando infatti a partire da A, le A B, B C, C D parallele a r_1, r_2, r_3 e di valore proporzionale a $M_1 r_1 a_1$, $M_2 r_2 a_2$, $M_3 r_3 a_3$ si ottiene colla A D il valore $M_4 r_4 a_1$; ed essendo noto a_1 sarà facile stabilire i due valori M_4, r_4 che rispondano allo scopo.

Così delle due masse M_4 M_5, la M_4 serve all'equilibrio delle coppie e la M_5 all'equilibrio dei momenti.

Vedesi così che per rispetto alle *forze d'inerzia centrifughe si può procedere all'equilibrio di un numero qualsiasi di manovelle, sia equilibrando separatamente ciascuna di esse coi relativi contrappesi, sia facendo uso di due masse d'equilibrio convenientemente disposte.*

3. Equilibrio delle masse dotate di moto alternato. — Passiamo ora a considerare l'equilibrio degli organi dotati di movimento alternativo. Nel meccanismo di biella e manovella sono organi dotati di vero movimento rettilineo alternato lo stantuffo e il suo perno (nonchè stelo e pattino se esistono, cosa che ordinariamente non si verifica nei nostri motori). Vi è un altro organo, la biella, in cui il movimento non ha il carattere semplice, o circolare o rettilineo, che hanno la manovella e lo stantuffo. Tuttavia, le considerazioni teoriche che avessero per oggetto il movimento della biella condurrebbero a grandi complicazioni di calcolo, senza effetto pratico, in quanto, con grande approssimazione si può tener conto della biella supponendo di dividerla in due parti, di cui una unita al bottone di manovella e partecipante al moto rotatorio di questo, e l'altra unita al perno dello stantuffo e che ne segue il movimento rettilineo. La proporzione di queste due parti è diversamente valutata dai tecnici, perocchè alcuno ritiene d'essere nel vero ammettendo che la massa della biella per metà partecipi al moto

rettilineo dello stantuffo e per metà a quello rotatorio della manovella; altri invece ritiene che al moto rettilineo ne partecipi solo un terzo. Se consideriamo che il cuscino e la testa della biella appartengono evidentemente al bottone, e che nelle macchine del tipo in esame la biella va uniformemente ingrossandosi dal piede (stantuffo) alla testa (manovella) possiamo ritenere più rispondente al vero la seconda proporzione.

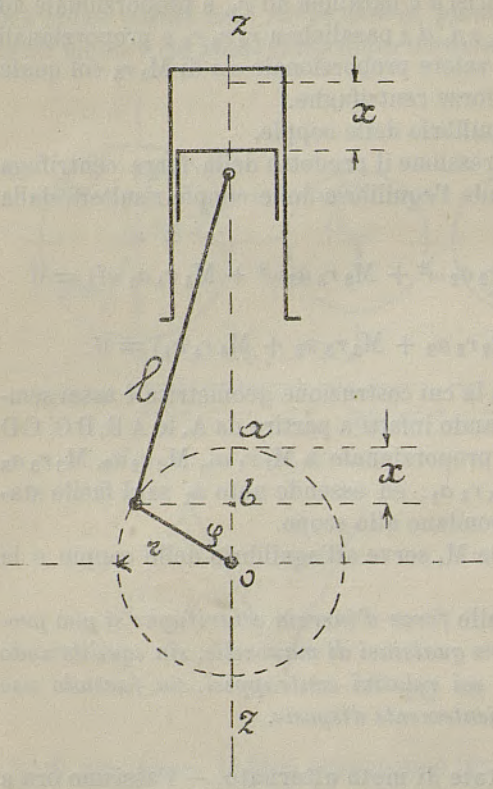


Fig. 75.

Comunque si proceda è evidente così che una parte del peso della biella si unisce al bottone, e se ne equilibra la forza centrifuga come facente parte di quella della manovella, nel modo che già abbiamo già visto; l'altra parte si unirà allo stantuffo e verrà equilibrata colle norme che indichiamo in seguito.

Ora la forza di inerzia dei pezzi dotati di moto alternativo assume espressione diversa secondo che nel meccanismo si consideri la lunghezza della biella in rapporto a quella della manovella, cioè secondo che si ritenga la biella di lunghezza infinita o di lunghezza finita. Naturalmente il primo caso non si verifica mai, ma può ritenersi praticamente soddisfatto se il rapporto tra la lunghezza della biella l ed il raggio r di manovella $\left(\frac{l}{r}\right)$ è abbastanza grande p e ≥ 4.

Se φ è l'angolo variabile tra la direzione dell'asse del motore e quella della manovella (fig. 75), lo spostamento x dello stantuffo dal punto morto (eguale per la biella infinita alla distanza $a\,b$) è dato da

$$x = 1 - r \cos \varphi.$$

La velocità del movimento uniformemente vario che è caratteristico dello stantuffo, e cioè nel passaggio da un punto morto al successivo uniformemente accelerato prima e ritardato poi, è data da $\frac{dx}{dt}$ (t è il tempo), e l'accelerazione da $\frac{d^2x}{dt^2}$.

La velocità risulta quindi di

$$- r\,\omega \operatorname{sen} \varphi$$

e l'accelerazione da

$$- r\,\omega^2 \cos \varphi$$

essendo ω la velocità angolare costante del bottone di manovella $\left(\omega = \frac{\pi n}{60}\right.$ detto n il numero dei giri$\left.\right)$.

Poichè la forza di inerzia è data dal prodotto della massa per la rispettiva accelerazione, essendo M la massa del corpo dotato di moto rettilineo alternato, sarà essa:

$$- \mathrm{M}\, r\,\omega^2 \cos \varphi$$

(espressione che può anche mettersi sotto altra forma). Se P è il peso degli organi aventi moto alternato e g l'accelerazione di gravità $\mathrm{M} = \mathrm{P} : g$; inoltre se r è la velocità uniforme del bottone di manovella si può scrivere $r^2\,\omega^2 = v^2$ e quindi la forza di inerzia prende la forma $\frac{\mathrm{P}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos \varphi$.

Sarà questa la forza che si deve equilibrare con altra di egual valore e diretta in senso contrario

$$\mathrm{M}\, r\,\omega^2 \cos \varphi.$$

Se si considera invece la *biella come finita*, l'espressione della forza di inerzia si complica sensibilmente. Poichè questi calcoli sono sviluppati già in diversi trattati ed anche nel nostro *Macchine motrici ed operatrici a fluido*, 2ª ediz., pag. 557, così ci limitiamo a riferirne il risultato, il quale dà per la forza d'inerzia il valore:

$$\mathrm{M}\, r\,\omega^2 \cos \varphi \pm \mathrm{M}\, r\,\omega^2 \cdot \frac{r}{l} \cos 2\,\varphi$$

$$\mathrm{M}\, r\,\omega^2 \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2\,\varphi\right).$$

Quanto all'effetto delle forze di inerzia sulle pressioni trasmesse alla biella e sulla distribuzione degli sforzi motori sia sullo stantuffo che sul bottone di manovella rimandiamo il lettore al capitolo II, § 2 e seguenti.

Venendo ora all'equilibrio delle forze d'inerzia dipendenti dalle masse dotate di moto alternato, esaminiamo in primo luogo come, pel caso di biella infinita, sia possibile *ricondurre il problema dell'equilibrio delle forze d'inerzia, dovute alle masse dotate di moto rettilineo alternato, a quello dell'equilibrio delle forze centrifughe, dovute alle masse dotate di moto rotatorio.*

Suppongasi di concentrare la massa M degli organi dotati di moto alternato al bottone di manovella; questa massa dà luogo ad una forza centrifuga $\mathrm{M}\, r\,\omega^2$ la cui proiezione sull'asse dello stantuffo sarà $\mathrm{M}\, r\,\omega^2 \cos \varphi$. Tale componente è eguale in grandezza e direzione alla forza d'inerzia delle

masse alternative. Ma questa massa supposta applicata al bottone può essere equilibrata da un'altra massa M_o collocata diametralmente opposta e alla distanza r_o così da aversi

$$M r + M_o r_o = 0 \qquad M r = M_o r_o,$$

e la componente lungo l'asse che essa genera $- M_o r_o \omega^2 \cos\varphi$ servirà ad equilibrare la $M r \omega^2 \cos\varphi$.

Però questo metodo trae con sè un inconveniente. La $M_o r_o \omega^2$ di equilibrio proiettata sulla direzione al moto dello stantuffo dà luogo alla forza equilibratrice delle masse alternative, ma dà luogo contemporaneamente ad una componente pure variabile diretta in senso normale a quella del moto dello stantuffo, e che ha per espressione:

$$- M r \omega^2 \operatorname{sen}\varphi \quad \text{ovvero} \quad M_o r_o \omega^2 \operatorname{sen}\varphi.$$

Or questa componente assume in senso inverso i valori dell'altra per la correlazione tra i valori di $\operatorname{sen}\varphi$ e $\cos\varphi$. Nelle macchine verticali che ci occupano essa tenderà a produrre un movimento di oscillazione in senso orizzontale non equilibrato. Se si trattasse di macchine orizzontali come le locomotive questa forza d'inerzia produce una variazione periodica del carico sulle rotaie che può anche per una mezza corsa produrre in qualche caso il sollevamento delle ruote dalla rotaia. Se si pensasse di equilibrare questa e non l'altra forza di inerzia si avrebbe invece assai marcato nella locomotiva il movimento detto di *lacet* (oscillazione della macchina intorno ad un asse verticale). Gli è perciò che non si equilibra mai completamente la forza di inerzia delle masse alternative col mezzo dei contrappesi (al solito se ne equilibrano $^2/_3$) con che resta tollerabile il residuo che agisce nel senso del moto dello stantuffo, e non riesce grave l'effetto della componente variabile normale alla direzione del movimento.

Questo modo di equilibrio si riferisce alla macchina ad un cilindro; ma si applica pure al caso di macchine a più cilindri. Basterà per ogni cilindro immaginare concentrata al bottone di manovella la massa degli organi dotati di moto alternato equilibrando questa massa come s'è detto sopra, e cioè come a pag. 116, con due altre masse disposte in piani convenienti, di cui uno è generalmente uno dei piani di rotazione delle masse, mentre l'altro è un piano qualsiasi e può essere a sua volta, poichè nulla s'oppone a ciò, uno di questi piani di rotazione. Ma in tal modo la presenza di più cilindri genera delle coppie di inerzia.

Occorrerà, per assicurare l'equilibrio completo, che il poligono costrutto colle forze d'inerzia centrifughe sia chiuso, e che il poligono costrutto cogli assi delle coppie derivanti dal trasporto sia pure chiuso.

Ma, come abbiamo già detto, questo metodo lascia non equilibrate le componenti che rappresentano le proiezioni, su asse perpendicolare alla direzione della corsa, delle forze centrifughe dovute alle due masse che equilibrano le forze alternative.

Naturalmente per tener conto del peso delle bielle noi ne applicheremo parte ($^1/_2$ o $^1/_3$) allo stantuffo e parte ($^1/_2$ o $^2/_3$) alla testa di biella.

Vogliasi colle norme dette, e sempre per bielle infinite, equilibrare una macchina a quattro cilindri (fig. 76$^{1-4}$), uniti ad uno stesso albero, di cui sono date le corse s (eguali fra loro), le distanze degli assi $a_1\ a_2\ a_3$, il peso delle masse $P_1\ P_2\ P_3$ animate da moto rettilineo alternato che corrispondono ai tre primi cilindri.

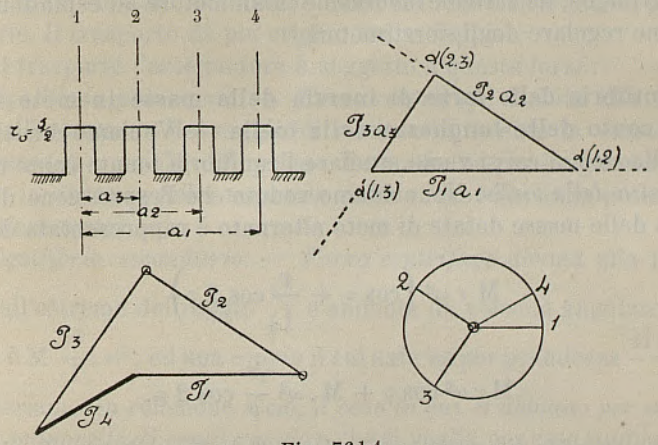


Fig. 76$^{1-4}$.

Si vuol conoscere quali sieno gli angoli delle manovelle, e determinare il peso degli organi alternati del 4° cilindro, perchè le masse animate da moto alternativo sieno equilibrate.

Prendasi come piano di riferimento il piano assiale del cilindro 4, facendo su questo piano le proiezioni delle forze centrifughe dovute alle masse P_1/g, P_2/g, P_3/g e cioè $M_1\ M_2\ M_3$.

Le coppie che ne risultano sono:

$$M_1\,\omega^2\,r\,a_1 \qquad M_2\,\omega^2\,r\,a_2 \qquad M_3\,\omega^2\,r\,a_3$$

e i loro assi sieno tracciati nel piano di referenza parallelamente ai raggi di manovella corrispondenti. Perchè queste coppie, dovute all'inerzia dei pezzi a moto alternato, si equilibrino, il triangolo ottenuto colle grandezze loro o colle quantità loro proporzionali $P_1\,a_1$, $P_2\,a_2$, $P_3\,a_3$ ci darà coi lati la direzione delle manovelle 1, 2, 3, i cui angoli sono rappresentati dagli angoli estremi α contati in senso inverso agli indici di un orologio. D'altra parte le forze centrifughe dovute alle masse $M_1\ M_2\ M_3$ e alla incognita M_4 devono farsi equilibrio nel piano di riferimento 4. La loro espressione è:

$$M_1\,\omega^2\,r \qquad M_2\,\omega^2\,r \qquad M_3\,\omega^2\,r \qquad M_4\,\omega^2\,r;$$

esse sono proporzionali a $P_1\ P_2\ P_3\ P_4$ e parallele ai raggi di manovella rispettivi. Essendo note dal triangolo precedente le direzioni dei raggi 1, 2, 3,

basterà costrurre il poligono che si chiuderà col lato fornente la direzione del raggio 4, il quale darà anche l'intensità del peso P_4. Onde le manovelle si disporranno come alla figura 76[4].

Questo modo di equilibrio, fatto nell'ipotesi di lunghezza infinita della biella, lascia, come dicemmo, scoperte per ciascun cilindro le forze di inerzia che sono le componenti normali all'asse dello stantuffo. D'altra parte, una disposizione simile richiede i contrappesi per l'equilibrio delle forze centrifughe, nè sarebbe favorevole in un motore ad esplosione ad una successione regolare degli sforzi motori.

4. Equilibrio delle forze di inerzia delle masse in moto alternato tenendo conto della lunghezza della biella. — Veniamo ora al secondo caso, quello cioè in cui si vuole studiare l'equilibrio tenuto conto della *lunghezza finita della biella*. Noi abbiamo veduto che l'espressione delle forze di inerzia delle masse dotate di moto alternato è rappresentata da

$$M\, r\, \omega^2 \left(\cos \varphi + \frac{r}{l} \cos 2\varphi\right)$$

e cioè:

$$M\, r\, \omega^2 \cos \varphi + M\, .\, \omega^2 \frac{r^2}{l} \cos 2\varphi .$$

Il *primo termine* di questa espressione dà la forza di inerzia alternativa dovuta agli organi animati di moto rettilineo alternativo quando la biella si suppone infinita.

Il *secondo termine* può essere trasformato così:

$$M\, (2\omega)^2 . \frac{r^2}{4l} . \cos 2\varphi ;$$

ed in questo modo esso ha la stessa forma della precedente espressione e può avere una interpretazione analoga.

Facciasi

$$2\omega = \omega_1 \quad \text{e} \quad \frac{r^2}{4l} = r^1 .$$

Si avrà

$$M\, \omega_1^2 . r^1 . \cos 2\varphi$$

forza di inerzia data da una massa M concentrata all'estremo di un raggio di manovella fittizio, avente la lunghezza $r^1 = \frac{r^2}{4l}$ e facente nella rotazione un angolo doppio dell'angolo fatto nello stesso istante dalla manovella vera; questo raggio si muove con velocità angolare doppia di quella della manovella.

L'equilibrio che si riferisce al primo termine dicesi *principale*, l'equilibrio che si riferisce al secondo si dice *secondario*.

Per questi due equilibrii noi ricondurremo la soluzione del problema, come già si è fatto, a quello della applicazione della massa M all'estremo

del bottone di manovella onde equilibrare il primo termine della forza di inerzia (equilibrio principale) e della stessa massa M all'estremo del raggio della manovella fittizia $\frac{r^2}{4\,l}$ per l'equilibrio secondario.

Così se prendiamo sull'asse di rotazione un punto O ed un piano di proiezione o riferimento ad esso normale, trasportando parallelamente su tal piano le forze centrifughe ora definite, esse si proiettano sulla direzione della corsa dello stantuffo secondo le forze di inerzia alternative, principali e secondarie. Il trasporto dà poi origine a due coppie.

Dopo il trasporto l'asse motore è soggetto a queste forze:

1. *Equilibrio principale.* — *Forza centrifuga* dovuta alla massa M applicata all'estremo r del raggio di manovella, avente la velocità angolare di questo (ω) e cioè $M\,r\,\omega^2$; *coppia* il cui asse ha per lunghezza $M\,r\,\omega^2\,a$ (a essendo la distanza della mezzeria della manovella dalla posizione del piano di riferimento).

2. *Equilibrio secondario.* — *Forza centrifuga* dovuta alla massa M applicata all'estremo del raggio $\frac{r^2}{4\,l}$ e animata da velocità angolare 2ω, e il cui valore è $M\,\frac{r^2}{l}\,.\,\omega^2$; ed una *coppia* il cui asse ha per grandezza $\frac{M\,r^2\,.\,\omega^2}{l}\,.\,a$.

Consideriamo, in relazione a ciò, il *caso in cui si abbiano per uno stesso albero più manovelle di egual raggio* e che si voglia per esso studiare l'equilibrio delle forze di inerzia delle masse dotate di moto alternativo per tutte le manovelle in base ai principii esposti.

Si considererà per ciascuna la forza di inerzia alternativa principale e quella di inerzia alternativa secondaria; si sostituiranno a queste forze di inerzia le forze centrifughe di cui esse sono le proiezioni sulla direzione di movimento dello stantuffo. Si trasporteranno poi queste forze centrifughe parallelamente a se stesse in un punto dell'asse di rotazione (O), tenendo conto, nel piano di riferimento passante per tal punto, degli assi delle coppie cui si dà origine per tale trasporto. Si comporranno allora le forze centrifughe sostituite alle forze di inerzia alternative, e gli assi delle coppie. Nella composizione si otterrà:

a) una forza centrifuga risultante principale;
b) » » » secondaria;
c) una coppia risultante della forza centrifuga principale;
d) » » » » secondaria.

Sono queste le forze e coppie che, proiettate nella direzione dello stantuffo, dànno le forze d'inerzia risultante principale e secondaria, e le coppie principale e secondaria.

Or perchè l'equilibrio sia soddisfatto, perchè cioè *le forze di inerzia alternative dovute agli organi dotati di moto rettilineo alternativo si facciano equilibrio* è necessario e sufficiente che la risultante di tutte le forze *a*),

di tutte le forze *b*), delle coppie *c*), e delle coppie *d*) siano rispettivamente nulle, che cioè i poligoni funicolari siano chiusi (fig. 77).

Così se abbiamo un albero a quattro manovelle e si indichi con Z il piano scelto per le proiezioni, e si supponga di sdoppiare il piano per rappresentarvi separatamente le forze centrifughe e le coppie principali

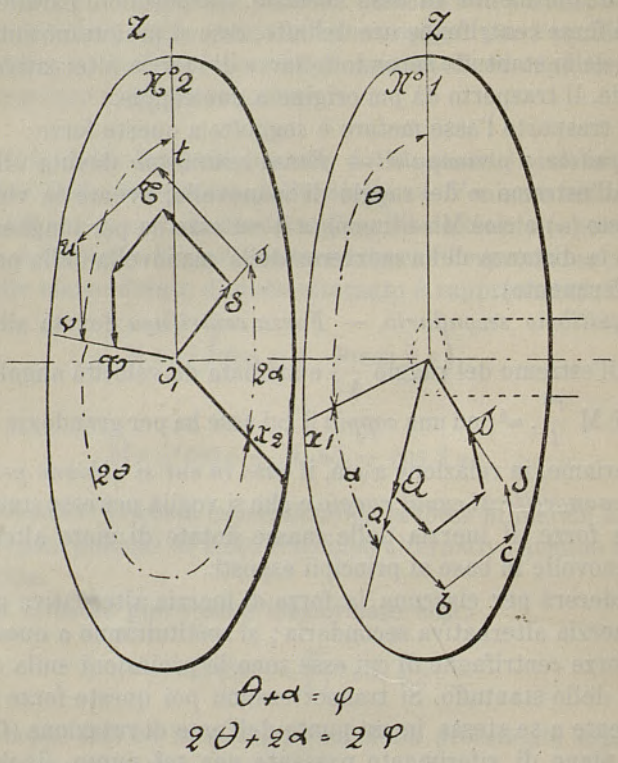


Fig. 77.

(piano 1) e le forze e coppie secondarie (piano 2); detti O ed O_1 i centri loro, e fissata in O Z e $O_1 Z_1$ la direzione del moto dello stantuffo si hanno:

sul piano 1: con O *a*, *a b*, *b c*, *c d* le quattro forze centrifughe principali, e col raggio O *d* la risultante, inoltre con O A, A B, B C, C D gli assi delle coppie di primo ordine e col raggio O D la risultante;

sul piano 2: con $O_1 s$, *s t*, *t u*, *u v* le forze centrifughe secondarie, e con $O_1 v$ la loro risultante; con O_1 S, S T, T U, U V gli assi delle coppie centrifughe secondarie, e l'asse risultante in O_1 V.

La condizione di equilibrio è che sieno nulle O *d*, O D, $O_1 v$ e O_1 V.

5. Dell'equilibrio automatico nelle macchine a più cilindri. — Nel caso di macchine a più cilindri, come conseguenza di questa soluzione ne deriva quest'altro problema, se cioè *sia possibile, scegliendo pesi adatti*

per gli organi stessi animati di moto alternato e distribuendo convenientemente le manovelle intorno all'asse, o colle due disposizioni insieme, ottenere l'equilibrio delle forze d'inerzia alternative senza aggiunta d'organi sussidiari. Questo problema di grande importanza nei motori policilindrici si traduce anche nell'espressione, che il motore possa equilibrare per sè stesso le forze alternative di inerzia senza aggiunta di masse addizionali.

Or noi abbiamo veduto che i metodi di equilibrio studiati danno sempre risultati imperfetti; mentre vedremo che l'impiego di più cilindri ci conduce a metodi di equilibrio o quasi perfetti o effettivamente tali.

Noi abbiamo detto, e diremo, specialmente delle forze di energia alternative e del loro equilibrio come quelle che rappresentano l'effetto principale in questo argomento; ma lo stesso metodo e quello che segue servono pure per l'equilibrio delle masse dotate di movimento di rotazione e cioè della manovella e di quella parte della biella che riteniamo concentrata sul bottone.

Or quali sono le condizioni perchè le *masse degli organi dotati di moto alternato si equilibrino da sè?* Esse sono che i quattro poligoni *a*) *b*) *c*) *d*) delle forze centrifughe e delle coppie — principali e secondarie — sieno chiusi. Tali poligoni sono tracciati, come vedemmo, sul piano di referenza che nelle macchine simmetriche potrà confondersi col piano di simmetria normale all'asse; se essi devono esser chiusi, la condizione necessaria e sufficiente è che le *loro proiezioni su due assi normali tracciati nel piano sieno eguali a zero.*

Supponiamo ora di avere m cilindri eguali cogli assi paralleli e tutti nello stesso piano; questo piano tagli il piano di riferimento secondo la direzione del moto di tutti gli stantuffi; sia questa retta l'asse delle x, e quella normale l'asse delle y. Se φ è l'angolo che fa la manovella con questo asse, 2φ sarà l'angolo che forma collo stesso asse la manovella fittizia, la cui introduzione nei calcoli è resa necessaria dalla presenza del termine di correzione dovuto alla lunghezza finita delle bielle. Le bielle e le manovelle sono tutte eguali fra loro.

Le forze centrifughe principali e le coppie centrifughe principali in corrispondenza ai rispettivi angoli φ avranno i valori:

per $\varphi =$	φ_1	φ_2	φ_m
1) forze principali	$M_1 \omega^2 r$	$M_2 \omega^2 r$	$M_m \omega^2 r$,
2) coppie principali	$M_1 a_1 \omega^2 r$	$M_2 a_2 \omega_2 r$	$M_m a_m \omega^2 r$;

le forze centrifughe e coppie secondarie in corrispondenza agli angoli 2φ saranno:

per $2\varphi =$	$2\varphi_1$	$2\varphi_2$	$2\varphi_m$
3) forze secondarie	$\frac{M_1 \omega^2 r^2}{l}$	$\frac{M_2 \omega^2 r^2}{l}$	$\frac{M_m \omega^2 r^2}{l}$,
4) coppie secondarie	$\frac{M_1 \omega^2 r^2}{l} a_1$	$\frac{M_2 \omega^2 r^2}{l} a_2$	$\frac{M_m \omega^2 r^2}{l} a_m$.

Le proiezioni di queste forze coppie sull'asse Ox si otterranno moltiplicando:

le 1) e 2) per $\cos\varphi$ e cioè rispett.e per $\cos\varphi_1$, $\cos\varphi_2$, . . . $\cos\varphi_m$,
le 3) e 4) per $\cos 2\varphi$ » $\cos 2\varphi_1$, $\cos 2\varphi_2$, . . . $\cos 2\varphi_m$.

Le proiezioni delle forze e coppie su Oy si otterranno moltiplicando:

le 1) e 2) per $\operatorname{sen}\varphi$ e cioè $\operatorname{sen}\varphi_1$, $\operatorname{sen}\varphi_2$, ... $\operatorname{sen}\varphi_m$,
le 3) e 4) per $\operatorname{sen} 2\varphi$ » $\operatorname{sen} 2\varphi_1$, $\operatorname{sen} 2\varphi_2$, ... $\operatorname{sen} 2\varphi_m$.

Or se si ricorda che $\cos 2\varphi = \cos^2\varphi - \operatorname{sen}^2\varphi$ e $\operatorname{sen} 2\varphi = 2\operatorname{sen}\varphi\cos\varphi$, e $1 = \operatorname{sen}^2\varphi + \cos^2\varphi$, notando inoltre che ω può essere eliminato, si ottengono le seguenti relazioni fondamentali:

Per l'equilibrio principale delle forze di inerzia alternative:

$$M_1\cos\varphi_1 + M_2\cos\varphi_1 + \ldots\ldots + M_m\cos\varphi_m = 0 \qquad \text{I}$$

$$M_1\operatorname{sen}\varphi_1 + M_2\operatorname{sen}\varphi_2 + \ldots\ldots + M_m\operatorname{sen}\varphi_m = 0 \qquad \text{II}$$

$$M_1 a_1\cos\varphi_1 + M_2 a_2\cos\varphi_2 + \ldots\ldots + M_m a_m\cos\varphi_m = 0 \qquad \text{III}$$

$$M_1 a_1\operatorname{sen}\varphi + M_2 a_2\operatorname{sen}\varphi_2 + \ldots\ldots + M_m a_m\operatorname{sen}\varphi_m = 0 \qquad \text{IV}$$

E per l'equilibrio secondario:

$$M_1(\cos^2\varphi_1 - \operatorname{sen}^2\varphi_1) + M_2(\cos^2\varphi_2 - \operatorname{sen}^2\varphi_2) + \ldots\ldots + M_m(\cos^2\varphi_m - \operatorname{sen}^2\varphi_m) = 0 \qquad \text{V}$$

$$M_1\operatorname{sen}\varphi_1\cos\varphi_1 + M_2\operatorname{sen}\varphi_2\cos\varphi_2 + \ldots\ldots + M_m\operatorname{sen}\varphi_m\cos\varphi_m = 0 \qquad \text{VI}$$

$$M_1 a_1(\cos^2\varphi_1 - \operatorname{sen}^2\varphi_1) + M_2 a_2(\cos^2\varphi_2 - \operatorname{sen}^2\varphi_2) + \ldots\ldots + M_m\cos^2\varphi_m - \operatorname{sen}^2\varphi_m = 0 \qquad \text{VII}$$

$$M_1 a_1\operatorname{sen}\varphi_1\cos\varphi_1 + M_2 a_2\operatorname{sen}\varphi_2\cos\varphi_2 + \ldots\ldots + M_m\operatorname{sen}\varphi_m\cos\varphi_m = 0 \qquad \text{VIII}$$

Queste otto equazioni esprimono tutte le condizioni perchè le masse animate di moto rettilineo alternato si equilibrino *per se stesse.*

Ora è bene conoscere quale sia il *numero di incognite che tali equazioni contengono.* Queste equazioni non contengono che i rapporti $\frac{M_2}{M_1}, \frac{M_3}{M_1} \ldots \frac{M_m}{M_1}$, e cioè $(m-1)$ rapporti, se m è il numero dei cilindri; così esse contengono i rapporti $\frac{a_2}{a_1}, \frac{a_3}{a_1} \ldots \frac{a_m}{a_1}$, e cioè ancora $(m-1)$ rapporti. Infine notisi che, importando conoscere gli angoli che le manovelle fanno fra loro, i quali sono $m-1$, cioè $\alpha_1, \alpha_2 \ldots \alpha_{m-1}$, questi angoli sono legati fra loro dalla relazione:

$$\varphi_2 = \varphi_1 + \alpha_1 \qquad \varphi_3 = \varphi_1 + \alpha_2 \qquad \varphi_m = \varphi_1 + \alpha_{m-1};$$

perciò posto $\varphi_1 = 0$ si potranno sostituire a φ i valori di α... Anche per l'angolo si hanno dunque $(m-1)$ elementi a determinare.

I tre gruppi, rapporti $\frac{M_x}{M_1}$, $\frac{a_x}{a_1}$, α_x rappresentano una tripla serie di $m-1$ variabili che si debbono determinare per risolvere il problema, e cioè si hanno $3(m-1)$ variabili.

Così con 2 cilindri le variabili sono 3, con 3 cilindri sono 6, con 4 cilindri 9, con 6 cilindri 15.

Nella pratica avviene spesso che alcuni dei rapporti sieno dati; generalmente è data la serie $\frac{a_x}{a_1}$, cioè la distanza dei cilindri. Le incognite a fissare diventano allora $2(m-1)$. Ma possono essere date anche dai valori di $\frac{M_x}{M_1}$ e di α_x.

Se il numero delle variabili a determinare supera il numero delle equazioni, che è di 8, si può ottenere l'equilibrio perfetto prendendo arbitrariamente qualcuna delle variabili; se le variabili sono 8, le 8 equazioni le determinano completamente senza arbitrarietà; se sono meno di 8 allora il problema dell'equilibrio delle masse per se stesso sarebbe insolubile senza l'aggiunta di masse equilibratrici complementari.

Se il numero delle variabili è inferiore a 8 si può scegliere arbitrariamente delle equazioni I a VIII il numero necessario a soddisfarle? Ora il numero delle equazioni di condizione è sempre pari e si devono anche considerare in gruppo e cioè (I, II), (III, IV), (V, VI) (VII, VIII); inoltre il gruppo (III, IV) deve sempre essere accompagnato dal gruppo (I, II), e il gruppo (VII, VIII) dal gruppo (V, VI). Notisi poi che la condizione reciproca non sussiste; cioè si può ammettere che il gruppo I, II sia soddisfatto senza che lo sia III, IV, e che lo sia il V, VI senza il VII, VIII.

Date queste condizioni potrà essere in alcuni casi conveniente di equilibrare solo le forze di inerzia e le coppie principali, lasciando inequilibrate le secondarie, ovvero di equilibrare le forze di inerzia principali e secondarie lasciando inequilibrate le coppie.

6. Conclusioni generali circa l'equilibrio dei motori. — Riassumendo noi abbiamo veduto che si possono equilibrare in un cilindro le forze di inerzia centrifughe dei corpi rotanti, e ciò mediante contrappesi d'equilibrio, e inoltre le forze di inerzia derivanti dalle masse dei corpi a moto alternato ricorrendo allo stesso metodo del contrappeso; che però questo metodo non distrugge le forze alternate, ma le sposta in un piano perpendicolare a quello dell'asse del cilindro; così, se il cilindro è verticale, le forze di inerzia divengono orizzontali. Potrà essere conveniente questo spostamento nelle macchine verticali piccole, essendo la forza di inerzia orizzontale meno fastidiosa pel movimento, sia che trattisi di macchine poggiate su fondazione, sia di macchine poste su *chassis* a ruote; gli autori però consigliano di non fare mai l'equilibrio completo della forza verticale (equilibrarne cioè solo $^1/_2$ o $^2/_3$) perchè non nasca una forza orizzontale troppo grande.

È in ogni modo legittimo il dire che le forze d'inerzia alternate non si equilibrano mai con contrappesi: solo se ne sposta la direzione.

Diverso è il caso delle macchine a più cilindri, ove senza aggiunta di pesi compensatori è possibile ottenere l'equilibrio più o meno perfetto. Ed è questo uno dei grandi vantaggi delle motrici policilindriche, colle quali conseguentemente è possibile, conservando alle macchine il maggior grado di stabilità, ottenere un equilibrio perfetto.

Passiamo ora all'applicazione dei principii esposti ai casi speciali che ci interessano.

7. **Equilibrio dei motori ad un cilindro.** — Di fronte alle otto equazioni che stabiliscono l'equilibrio del motore per se stesso senza organi addizionali, si ha nel caso di un cilindro un numero di incognite $3(m-1)=0$ essendo $m=1$. È quindi impossibile ottenere qui l'equilibrio delle masse dotate di moto alternato senza aggiunta di altre masse avente egual moto inverso, e senza aggiunta di contrappesi. Al solito, in tal caso, il costruttore si limita ad equilibrare le masse dotate di moto alternato (stantuffo e parte della biella) e quelle rotative (manovella e parte della biella) supponendo la biella infinita. Si usano allora contrappesi il cui centro di gravità si trova nei piani di rotazione dei raggi di manovella. Ripetiamo però che si fa nascere in tal modo una componente di inerzia non equilibrata perpendicolarmente al piano in cui è la direzione del moto dello stantuffo. In questa direzione se l'attacco alla fondazione è buono l'effetto è minore; e nelle vetture automobili si ha il vantaggio che la forza agisce allora nel senso in cui la flessione delle molle è quasi nulla.

Gli autori consigliano assolutamente di non equilibrare mai per intero la forza di inerzia mediante contrappesi.

In ogni modo risulta che, per rispetto all'equilibrio, il *motore veloce ad un cilindro non è consigliabile per impieghi ove l'appoggio sia leggero o riposi su molle* (*vetture automobili*) *potendosi invece consigliarlo solo per impianti fissi.* In via di tolleranza potrà accettarsi solo per assai piccole forze, essendo allora trascurabili gli effetti dell'inerzia.

Esaminiamo, sempre riferendoci al motore ad un cilindro, il processo grafico dell'equilibrio dei motori col metodo proposto da Plitzener. Secondo esso si comincia dal tracciare la curva rappresentante nel periodo della corsa le variazioni della forza di inerzia dei corpi a moto alternato. Questa forza è rappresentata come sappiamo da:

$$M r \omega^2 \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right)$$

ovvero dalla

$$\frac{P \cdot v^2}{g \cdot r}\left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right),$$

P essendo il peso degli organi a moto alternato, v la velocità periferica della manovella, r il raggio di questa, l la lunghezza della biella e φ l'angolo formato dalla manovella coll'asse del cilindro.

Si potrà quindi, fissato il circolo della manovella e punti equidistanti sul medesimo 1-12, determinare i valori della forza di inerzia totale nei punti rispettivi, tracciando la curva delle variazioni della medesima lungo la corsa. Questa curva è indicata nella figura 78[1]. Possiamo pure determinare la curva che rappresenta l'effetto delle forze di inerzia al bottone di manovella, che si deduce, come sappiamo, dalla precedente (fig. 78[2]).

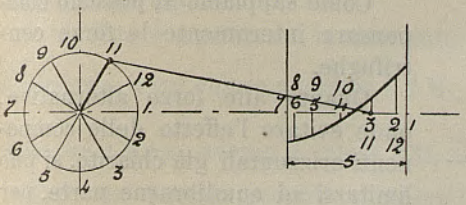


Fig. 78[1].

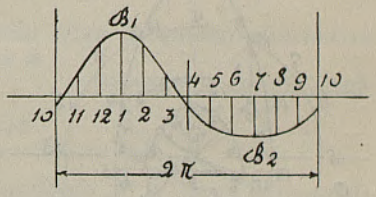


Fig. 78[2].

Rappresentiamo ora in scala più grande la stessa curva della figura 78[2] in B, figura 79, avendo segnato sulla stessa figura in alto la disposizione di equilibrio del peso G, per il motore monocilindrico, e tenendo conto dell'eccesso di peso G, non equilibrato dagli altri corpi rotanti (manovella, ecc.), cioè di quello solo destinato ad equilibrare gli sforzi di inerzia alternati, tracciamo la sinussoide curva G che rappresenta le componenti verticali della forza di inerzia compensatrice:

$$\left(\text{cioè } \frac{G}{g} \cdot r\,\omega^2 \cos\varphi = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos\varphi\right).$$

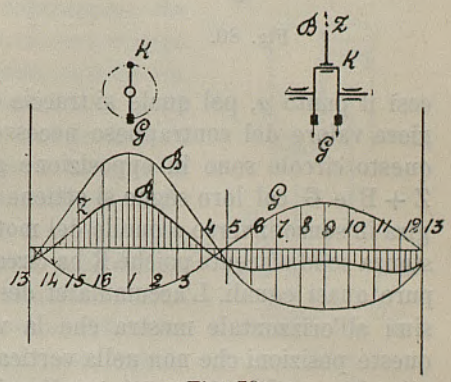


Fig. 79.

Sommando coi loro segni le due curve B, G si ottiene la curva risultante R che rappresenta sulla manovella, colle sue ordinate, l'effetto perturbatore. Or si comprende che il peso potrebbe essere scelto maggiore, sì da ottenere per R una curva che meglio si avvicini all'orizzontale. Ma su ciò ritorneremo.

Questo esame è stato fatto da noi per venire alla rappresentazione di queste forze con diagrammi polari (fig. 80. In queste coordinate la curva descritta dalla forza centrifuga dovuta alla manovella e alla parte del peso di biella che vi si suppone concentrata è data dal circolo Z. Le forze di inerzia alternative restano sul diametro verticale C O C.

Dividiamo ora l'intervallo di un giro completo di manovella in 16 parti eguali e lo stesso facciamo per i punti corrispondenti sul circolo Z.

Per rendere evidente l'effetto delle forze alternative verticali componiamole con quelle centrifughe di inerzia. Basterà per tale scopo portare, a

partire da ogni punto del circolo Z, un'ordinata eguale a quella della curva B (fig. 79); così al punto 15 del circolo si aggiunge la lunghezza della ordinata di B nella figura 79, e così si otterrà la curva Z + B (indicata con G), segnando su questa i punti 1 ... 16 corrispondenti a rotazioni di manovella da gradi 22 1/2 — 45 ..... 360.

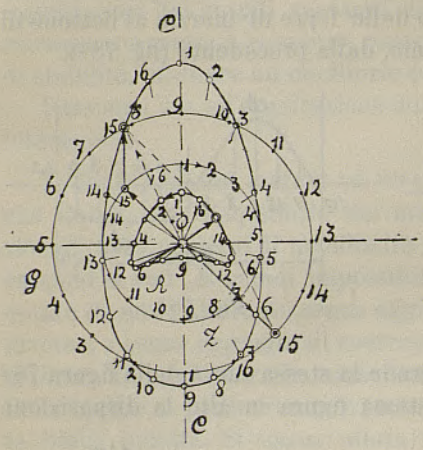


Fig. 80.

Come sappiamo si possono compensare interamente le forze centrifughe.

Quanto alle forze alternative, onde evitare l'effetto delle componenti orizzontali già chiarito, si può limitarsi ad equilibrarne parte, per es., la metà del valore massimo. Si prenderà dunque come valore della forza centrifuga compensatrice la forza centrifuga O_1 (raggio del circolo Z e metà della forza di inerzia massima 1-1, distanza massima fra il circolo Z e la curva Z + B) trovando così il punto g, pel quale si traccia il circolo G, il quale definirà il maggiore valore del contrappeso necessario rispetto al circolo Z. I punti su questo circolo sono in opposizione a quelli di Z e Z + B. Componendo Z + B e G col loro segno si ottiene la risultante R. Il raggio vettore di R gira in senso inverso a quello del motore. Il risultato che si ottiene è abbastanza soddisfacente poichè R ha circa 3 massimi quasi eguali ed a distanze pure quasi eguali. L'accumularsi dei punti quotati vicini ai massimi prossimi all'orizzontale mostra che la velocità del vettore è meno forte in queste posizioni che non nella verticale, e la forza risultante agisce perciò più a lungo. Ora siccome in quel periodo, pur essendo piccole le forze verticali, quelle orizzontali non equilibrate sono molto forti, così ne risulta la opportunità di non cercare la compensazione della forza di inerzia alternata per oltre la metà, sotto il titolo che le trepidazioni verticali sono più temibili di quelle orizzontali.

8. Equilibrio dei motori a due cilindri e a due manovelle. — Nel caso di motore a due cilindri il numero delle variabili è $3(2-1)=3$. Così delle otto equazioni che dànno l'equilibrio per se stesse delle masse a moto alternato, tre devono essere verificate. Ma noi abbiamo notato che tali equazioni si verificano in coppie, onde, ammessa la opportunità di equilibrare preferibilmente le forze di inerzia alternative principali, il solo gruppo di equazioni a prendere è il gruppo II. Applicato al caso presente esso dà:

$$M_1 \cos \varphi_1 + M_2 \cos \varphi_2 = 0 \qquad M_1 \operatorname{sen} \varphi_1 + M_2 \operatorname{sen} \varphi_2 = 0,$$

equazioni che si verificano per $M_1 = M_2$ e $\varphi_2 - \varphi_1 = \pi$.

Il che porta a queste conclusioni: che le manovelle si devono disporre a 180°, che le masse degli organi in moto devono essere eguali.

Con questa disposizione però l'equilibrio non è completo e precisamente:

a) Non è equilibrata la coppia risultante delle forze alternative principali il cui valore massimo è $M_1 \omega^2 r (a_1 - a_2)$ essendo $a_1 - a_2$ la distanza degli assi dei cilindri.

b) Non è equilibrata la risultante delle forze di inerzia alternative secondarie, il cui valore massimo è $2 M_1 \frac{\omega^2 r^2}{l}$, e neppure la coppia risultante delle stesse avente il valore $2 M_1 \frac{\omega^2 r^2}{l} (a_1 - a_2)$.

Ora non essendo possibile ottenere l'equilibrio *a*) si dovrà cercare di ridurne l'effetto al minimo, cosa che si ottiene col dare agli stantuffi e alle bielle il minor peso possibile e diminuire la distanza $a_1 - a_2$ tra gli assi dei cilindri.

Si potrà poi equilibrare parzialmente il valore delle forze di inerzia alternative secondarie col mezzo di contrappesi che ne facciano l'equilibrio parziale, per non dare origine a troppo elevate spinte orizzontali. Così delle due disposizioni della figura 81 e figura 82, sarà preferibile la seconda senza sopporto intermedio e con due piccoli contrappesi G G. Ma è ben chiaro che il sistema non è però completamente equilibrato.

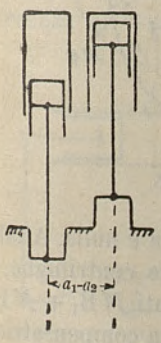


Fig. 81.

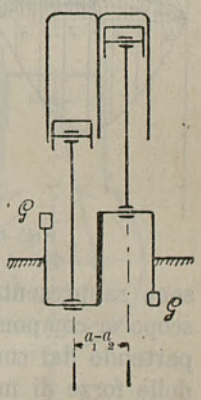


Fig. 82.

Consideriamo la stessa soluzione dal lato grafico, col metodo Plitzner. Nel caso di due cilindri per equilibrare gli organi mobili rotativi, e quelli mobili in senso rettilineo alternato si deve ricorrere alle manovelle a 180°. Notiamo subito che questa disposizione fa succedere due esplosioni in due corse successive, e perciò non è la più adatta per la regolarità e per diminuire il peso del volano. Sotto questo aspetto sarebbe preferibile la macchina colle manovelle nella stessa direzione; ma l'equilibrio ne sarebbe dello stesso genere di quello ad un cilindro, e cioè meno buono.

Procediamo dunque a tracciare le due curve di inerzia $B_1 B_2$ delle masse alternative per ciascun stantuffo riferite a due assi che rappresentano gli sforzi e gli spazi percorsi dalla manovella in un giro (fig. 83-84): la loro risultante è la sinussoide R a 4 massimi, ma l'amplitudine del massimo è molto ridotta. Indichiamo poi con Z_1 e Z_2 rispettivamente le forze centrifughe dovute alle masse ruotanti (manovella e parte di biella applicatavi) ord. $Z_1 = Z_2 = Z$.

I momenti delle quattro forze B_1, B_2, Z_1, Z_2 si sommano col rispettivo segno. Indichiamoli premettendo alle varie lettere il simbolo $\mathcal{M}$. Ne risulta che la risultante dei momenti è in ogni istante la somma algebrica:

$$\mathcal{M}B_1 + \mathcal{M}B_2 + 2\,\mathcal{M}Z.$$

Si dispongono poi le masse compensatrici G_1 G_2 ($G_1 = G_2$) onde ottenere un momento risultante il più possibilmente costante. Le forze di inerzia centrifughe di queste masse

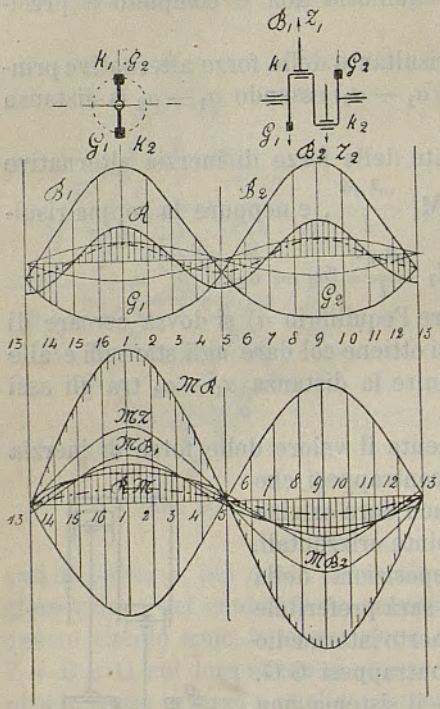


Fig. 83 e 84.

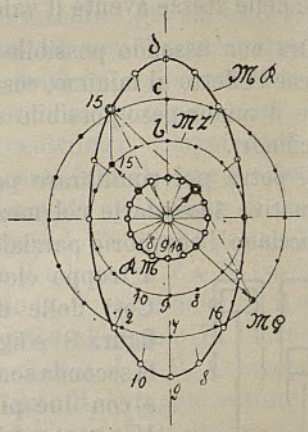


Fig. 85.

sono rappresentate in G_1 e G_2 con sinussoidi la cui somma è nulla. A tale scopo si compone interamente il momento $\mathcal{M}Z$ delle forze centrifughe, e partendo dal concetto precedente, solo la metà dei momenti $\mathcal{M}B_1 + \mathcal{M}B_2$ delle forze di inerzia, ciò che conduce a tracciare la curva compensatrice $\mathcal{M}G_1 + \mathcal{M}G_2$ e la risultante $\mathcal{M}R$.

Il diagramma polare (fig. 85) mette le cose in maggiore evidenza. Il circolo $\mathcal{M}Z$ rappresenta i momenti delle forze centrifughe. Se vi si aggiungono i momenti delle forze di inerzia rilevati sulle curve $\mathcal{M}B_1$ ed $\mathcal{M}B_2$ (fig. 83), nei punti corrispondenti si ottiene l'elisse $\mathcal{M}R$. La curva finale compensatrice sarà il circolo $\mathcal{M}G$ di raggio

$$O\,c = \frac{O\,b + O\,d}{2}.$$

Componendo i raggi vettori di tal circolo e quelli dell'elisse $\mathcal{M}R$ si ottiene la curva Rm che è un circolo. Ciò risulta dalle relazioni

$$\mathcal{M}B_1 = k\left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right) \qquad \mathcal{M}B_2 = k\left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right)$$

$$\mathcal{M}B_1 + \mathcal{M}B_2 = 2\,k\cos\varphi.$$

Questi momenti sono sull'asse orizzontale nel piano dei momenti; se ne compensiamo la metà con una forza centrifuga $= k$ si avrà per proiezione della risultante sui due assi perpendicolari del piano dei momenti:

$$\mathcal{M}\,R_{orizz.} = 2\,k\cos\varphi - k\cos\varphi$$

e

$$\mathcal{M}\,R_{vert.} = k\,\mathrm{sen}\,\varphi$$

proiezioni di un momento di grandezza costante k che gira alla velocità del motore.

La velocità di rotazione del momento risultante è costante e di senso contrario a quello dei vettori $\mathcal{M}Z$ e $\mathcal{M}R$.

L'*equilibrio di due cilindri* col metodo ordinario è dunque imperfetto. Migliore riesce la disposizione della figura 86 coll'impiego di un cilindro a stantuffi opposti, e quello di bilancieri. Le forze di inerzia alternative principali e secondarie sono equilibrate. Quanto alla coppia di inerzia $m_1\,\omega^2\,r\,(a_1 - a_2)$, essa comprende solo la massa delle bielle e dei bilancieri, che può rendersi assai piccola, come per la disposizione costruttiva può rendersi piccola la differenza $a_1 - a_2$.

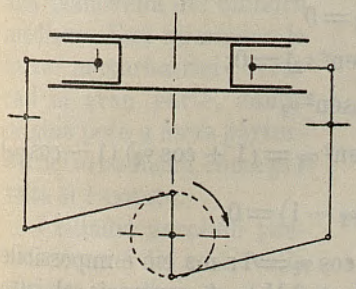


Fig. 86.

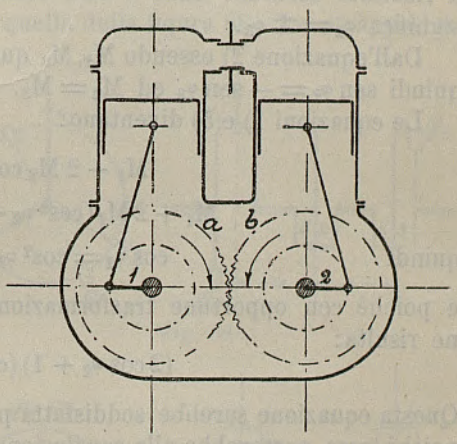


Fig. 87.

Ma nel caso dei due cilindri l'equilibrio completo si ha soltanto se il motore comporta due alberi di rotazione che girino in senso inverso come nel motore Croiset (fig. 87). Qui le forze centrifughe di inerzia sono completamente equilibrate se trattasi di due cilindri. Ma la disposizione ha praticamente inconvenienti notevoli.

9. Equilibrio dei motori a tre manovelle. — Il numero delle variabili delle equazioni fondamentali I a VIII è $3\,(3\text{-}1) = 6$. Dovremo dunque prendere sei equazioni e saranno le I a VI, con cui si equilibrano le forze ed i momenti di inerzia principali, e le forze di inerzia secondarie. Ora con opportuna scelta del piano di riferimento, ritenuto che esso passi per la

manovella 1, e che si consideri il punto di partenza di questa come il punto morto $\varphi_1 = 0$, le sei equazioni diventano:

Forze di inerzia principali . . . .
$$M_1 + M_2 \cos\varphi_2 + M_3 \cos\varphi_3 = 0 \quad 1)$$
$$M_2 \operatorname{sen}\varphi_2 + M_3 \operatorname{sen}\varphi_3 = 0 \quad 2)$$

Momenti di inerzia principali . . . .
$$M_2 a_2 \cos\varphi_2 + M_3 a_3 \cos\varphi_3 = 0 \quad 3)$$
$$M_2 a_2 \operatorname{sen}\beta_2 + M_3 a_3 \operatorname{sen}\varphi_3 = 0 \quad 4)$$

Forze di inerzia secondarie . . .
$$M_1 + M_2(\cos^2\varphi_2 - \operatorname{sen}^2\varphi_2) + M_3(\cos^2\varphi_3 - \operatorname{sen}^2\varphi_3) = 0 \quad 5)$$
$$M_2 \operatorname{sen}\beta_2 \cos\varphi_2 + M_3 \operatorname{sen}\varphi_3 \cos\varphi_3 = 0. \quad 6)$$

Combinando la 2) colla 6) si otterrebbe:

$$M_2 \operatorname{sen}\varphi_2 (\cos\varphi_2 - \cos\varphi_3) = 0$$

e poichè M_2 non è zero, la relazione non può essere soddisfatta che per $\operatorname{sen}\varphi_2 = 0$ o per $\cos\varphi_2 = \cos\varphi_3$.

La prima soluzione $\operatorname{sen}\varphi_2 = 0$ introdotta nelle relazioni 1) a 6) conduce a risultato assurdo; onde è solo valida la soluzione $\cos\varphi_2 = \cos\varphi_3$ che significa $\varphi_2 = \pm\varphi_3$.

Dall'equazione 2) essendo M_2, M_3 quantità positive si deduce $\varphi_2 = -\varphi_3$ quindi $\operatorname{sen}\varphi_2 = -\operatorname{sen}\varphi_3$ ed $M_2 = M_3$.

Le equazioni 1) e 5) diventano:

$$M_1 + 2M_2 \cos\varphi_2 = 0$$
$$M_1 + 2M_2(\cos^2\varphi_2 - \operatorname{sen}^2\varphi_2) = 0;$$

quindi
$$\cos\varphi_2 = \cos^2\varphi_2 - \operatorname{sen}^2\varphi_2$$

e poichè con opportune trasformazioni $\operatorname{sen}^2\varphi_2 = (1 + \cos\varphi_2)(1 - \cos\varphi_2)$ ne risulta:

$$(2\cos\varphi_2 + 1)(\cos\varphi_2 - 1) = 0.$$

Questa equazione sarebbe soddisfatta per $\cos\varphi_2 = 1$; ma ciò è impossibile poichè essa porterebbe alla conclusione $M_1 + 2M_2 = 0$ contraria al fatto che M_1 e M_2 sono positivi. Osservando però che sen φ_2 e sen φ_3 devono essere di segno contrario si ottengono i seguenti valori che soddisfano l'equazione:

$$\operatorname{sen}\varphi_2 = \frac{\sqrt{3}}{2} \quad \operatorname{sen}\varphi_3 = -\frac{\sqrt{3}}{2} \quad \cos\varphi_2 = -\frac{1}{2} \quad \cos\varphi_3 = -\frac{1}{2}$$

e cioè:

$$\varphi_2 = \frac{2\pi}{3} \text{ ovvero } 120° \quad \text{e} \quad \varphi_3 = 2\frac{2\pi}{3} \text{ ovvero } 240°.$$

Cioè le manovelle sono a 120° fra loro; e posti questi valori nelle equazioni 1) e 2) si ottiene anche $M_1 = M_2 = M_3$, l'eguaglianza delle masse.

E posti questi valori nelle equazioni 3) e 4) si ha:

$$a_2 = 0 \qquad a_3 = 0.$$

E cioè per l'equilibrio completo delle forze di inerzia principali e secondarie o dei momenti di inerzia principali, occorre *che le tre manovelle a* 120° *fra loro sieno anche in uno stesso piano*, cosa praticamente non possibile.

Restano squilibrati i momenti secondarii, che producono però effetto trascurabile.

Ora se noi disponiamo i cilindri paralleli coi valori $M_1 = M_2 = M_3$ e $\varphi_1 = 0°$ $\varphi_2 = 120°$ $\varphi_3 = 240°$ sono equilibrate solo le forze di inerzia principali e secondarie, ma non i momenti.

In tal caso se si dispongono i cilindri cogli assi in tre piani paralleli colla comune distanza $= a$, e se le manovelle fanno fra loro 120° e le masse $M_1 M_2 M_3$ sono eguali, la proiezione della coppia principale risultante sull'asse della direzione dello stantuffo ha l'espressione:

$$M_1 \omega^2 r \,.\, a \left(\cos \varphi_2 + 2 \cos \left(\varphi_2 + \frac{2\pi}{3} \right) \right) \qquad (a)$$

di cui si possono determinare i valori variabili φ_2 da $\frac{2\pi}{3}$ a $2\pi + \frac{2\pi}{3}$ e cioè da 120° a 360° + 120°.

Questa disposizione risponde a quella della figura 88[1]. I contrappesi coi quali si equilibra in parte il valor massimo di (a) si dispongono sulla normale alla manovella del cilindro mediano. Essi eliminano le forze perturbatrici verticali in gran parte, dando origine però a forze perturbatrici orizzontali, come più volte si è notato.

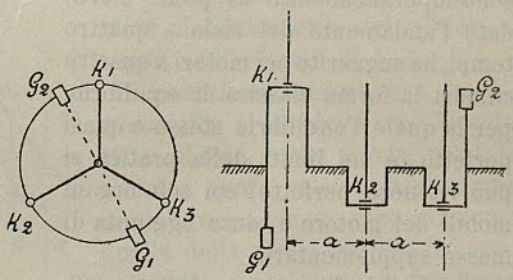


Fig. 88[1].

I cilindri paralleli possono avere le manovelle disposte in altro modo, e cioè come a figura 88[2]. Fatto $M_2 = M_1 + M_3$ ed $M_1 = M_3$ le forze di inerzia ed i momenti di inerzia principali sono equilibrati.

Non così delle forze e dei momenti secondarii.

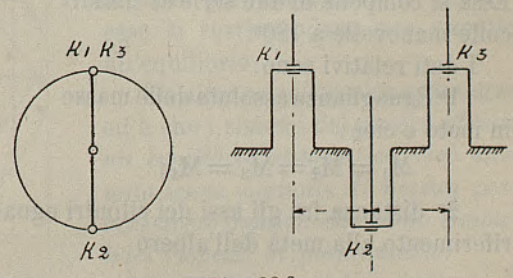


Fig. 88[2].

In questo caso la risultante delle forze di inerzia secondarie ha il valore massimo $2 M_2 \frac{\omega^2 r^2}{l}$ e la coppia risultante secondaria il valore $2 M_2 \frac{\omega^2 r^2}{l} \,.\, a$. Per ridurre al minimo questi sforzi non equilibrati si fa l il più grande possibile, a piccolo, e M_2 il più piccolo possibile, condizione resa difficile dal fatto che M_2 è la somma di M_1 ed M_3.

Trascuriamo per le macchine a tre cilindri — il cui impiego ebbe effimero successo — il processo grafico.

L'equilibrio di un motore *a tre cilindri*, giusta la disposizione *triplex*, corrisponde al modo di equilibrio adottato da Gobron-Brillé pel motore ad un cilindro e a due stantuffi, con tre manovelle, giusta lo schema della figura 89.

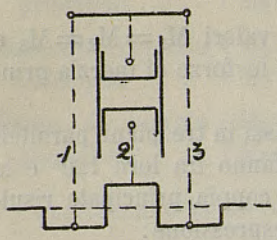


Fig. 89.

10. Equilibrio dei motori a quattro cilindri con quattro manovelle. — Nel caso di motrice a quattro cilindri ed a quattro manovelle il numero delle variabili a determinare è $3(4-1)=9$, e perciò tutte le equazioni I a VIII devono essere verificate. Volendo studiare in base alle equazioni generali tutte le soluzioni possibili si arriverebbe a delle forme e disposizioni assai originali, le quali però generalmente o non soddisfano al problema dell'equilibrio o implicano condizioni non favorevoli alla pratica. Ne faremo più avanti un cenno speciale.

La opportunità di tenere gli stantuffi contemporaneamente ai punti morti, dato l'andamento del ciclo a quattro tempi, ha suggerito pei motori a quattro cilindri la forma classica di equilibrio, per la quale l'equilibrio stesso è quasi perfetto (e nei limiti della pratica si può ritenere perfetto) coi soli organi mobili del motore e senza aggiunta di masse supplementari.

È questa la disposizione della fig. 90[1]. Essa si compone di due serie di cilindri colle manovelle a 180°.

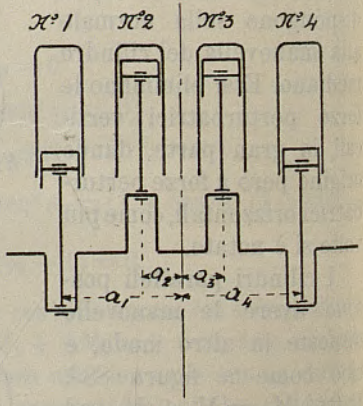


Fig. 90[1].

I dati relativi sono:

1° Eguaglianza assoluta delle masse in moto e cioè:

$$M_1 = M_2 = M_3 = M_4;$$

2° distanza fra gli assi dei cilindri eguale; sicchè stabilito il piano di riferimento alla metà dell'albero

$$a_2 = -a_3 \qquad a_1 = -a_4;$$

3° disposizione delle manovelle a 0° e a 180° con

$$\varphi_1 = 0 \qquad \varphi_2 = \pi \qquad \varphi_3 = \pi \qquad \varphi_4 = 0.$$

Or se noi poniamo queste condizioni caratteristiche nel gruppo delle equazioni I a VIII, si nota quanto segue:

1° Risultante delle forze di inerzia principali *nulla*. Infatti

$$M_1 - M_2 - M_3 + M_4 = 0.$$

2° Risultante delle coppie di inerzia principali *nulla*. Come risulta dalla $M_1 a_1 - M_2 a_2 - M_3 a_3 + M_4 a_4 = M_1 a_1 - M_2 a_2 + M_3 a_3 - M_4 a_4 = 0$.

3° Risultante delle forze di inerzia secondarie *non equilibrata*. Il suo valore è

$$4 M_1 \cdot \frac{\omega^2 r^2}{l}.$$

4° Risultante delle coppie di inerzia secondarie *nulla*.

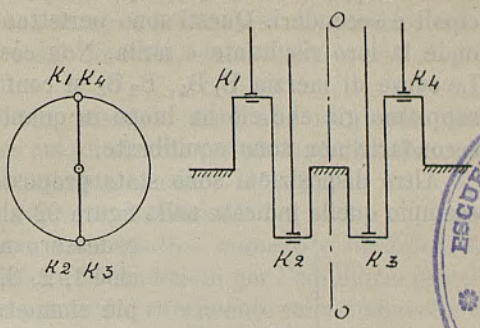


Fig. 90².

Questa disposizione generale dà quindi luogo ad un equilibrio assai buono, poichè la parte che resta ancora scoperta è di influenza limitata. In ogni caso la buona regola è sempre quella di diminuire il peso degli organi mobili, e tenere la biella il più possibilmente lunga.

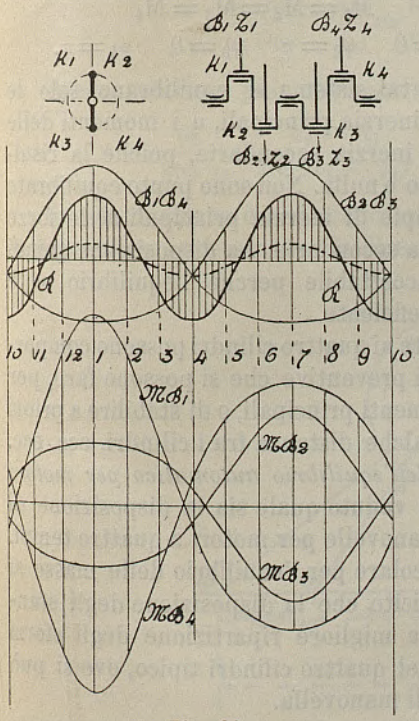


Fig. 91.

Osserviamo che in tale disposizione il lavoro utile dei cilindri si segue nell'ordine 1, 2, 4, 3.

Osserviamo ancora che la distanza fra i cilindri è indifferente all'equilibrio, e che perciò, per tale rispetto, tanto vale la disposizione della figura a cinque sopporti, come quella della figura 90² con tre sopporti soli, che è la più di frequente seguìta per accorciare il motore; esse si corrispondono per rispetto all'equilibrio.

Un'altra considerazione consegue ed è che i sistemi del genere *offrono un equilibrio automatico, cioè ottenuto senza aggiunta di nessun peso accessorio quando essi siano simmetrici rispetto al piano medio.*

Se facciamo pel tipo indicato il tracciamento grafico in coordinate ortogonali riferito ad un giro veniamo al risultato della figura 91. La parte superiore rappresenta il tracciato relativo alle forze di inerzia, e poichè è fatto partendo dalla relazione:

$$M \omega^2 r \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi \right)$$

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

le curve comprendono tanto le forze di inerzia principali quanto secondarie dovute ai pezzi alternati. La parte inferiore rappresenta i momenti principali e secondari. Questi sono perfettamente simmetrici rispetto all'asse, onde la loro risultante è nulla. Non così avviene delle forze di inerzia. Le curve di inerzia $B_1 B_4$, $B_2 B_3$ si confondono; la risultante è R. Ma noi sappiamo già che ciò ha luogo in quanto, nel sistema, le forze di inerzia secondarie non sono equilibrate.

Altre disposizioni sono state proposte pel tipo a quattro cilindri. Per esempio quella indicata nella figura 92 allo scopo che le accensioni si succedessero nello stesso ordine dei cilindri e cioè 1, 2, 3, 4. L'albero motore però non è più simmetrico rispetto al piano medio. Le altre condizioni analitiche sono:

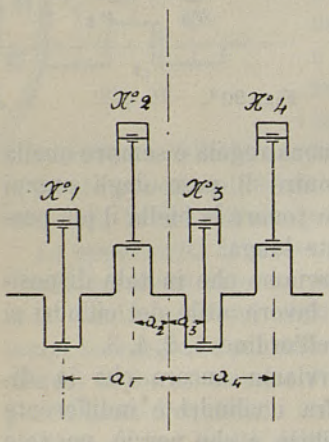


Fig. 92.

$$a_2 = -a_3 \quad \text{e} \quad a_1 = -a_4$$

$$M_1 = M_2 = M_3 = M_4$$

$$\varphi_1 = 0 \quad \varphi_2 = \pi \quad \varphi_3 = 0 \quad \varphi_4 = \pi.$$

Ora con tal sistema si equilibrano solo le forze di inerzia principali, e i momenti delle forze di inerzia secondarie, poichè la risultante loro è nulla. Non sono punto equilibrate nè le coppie di inerzia principali nè le forze di inerzia secondarie. La disposizione quindi non è accettabile perchè l'equilibrio ne è troppo deficiente.

Le formole generali I a VIII applicate ai quattro cilindri possono comportare molte soluzioni secondo le ipotesi preventive che si possono fare, per es., o di equilibrare solo le forze e i momenti principali, o di stabilire a priori il valore di qualche angolo, e di qualche distanza fra i cilindri, ecc. ecc.

Soluzione generale del problema dell'equilibrio automatico per motori a quattro manovelle. — Noi abbiamo veduto quale sia la disposizione di autoequilibrio del sistema a quattro manovelle per motori a quattro tempi. In realtà nessuna considerazione particolare per l'equilibrio delle masse si riferisce ai quattro tempi; ma è implicito che la disposizione degli stantuffi sia tale da permettere anche la migliore ripartizione degli sforzi motori; cosa appunto che si ottiene nel quattro cilindri tipico, ove si può avere un impulso ad ogni mezzo giro di manovella.

Ma la cosa cambia alquanto di aspetto se si ha ad esempio un motore a due tempi. Le condizioni di equilibrio per le forze centrifughe e di inerzia non mutano e la disposizione dei cilindri può essere la medesima; ma poichè per quattro cilindri si avrebbero otto esplosioni, queste avrebbero luogo due a due, ogni corsa, mentre sarebbe assai conveniente per la regolarità dello sforzo motore, che esse avessero luogo una ad una ogni mezza corsa, cioè ogni quarto di giro.

Volendosi ottenere tale intento le manovelle restano disposte a 90°. Ma se lo sforzo motore si riparte uniforme, l'equilibrio delle masse sarebbe deplorevole, e tale disposizione non sarebbe accettabile che per una velocità di rotazione relativamente assai limitata, dando alla massa il più piccolo peso.

Si è perciò studiato se non era possibile dare alle manovelle tale disposizione intorno al centro per cui gli sforzi avessero una distribuzione migliore, se non a intervalli perfettamente eguali.

Lo studio relativo ha portato a queste conclusioni.

Vogliasi cercare la *disposizione delle quattro manovelle limitando le nostre esigenze* a che sieno soddisfatte le condizioni per l'equilibrio principale, si farà $\varphi_1 = o$ e $a_1 = o$, portando cioè il riferimento sulla manovella 1.

Dalle prime quattro equazioni, dopo opportune trasformazioni, si otterrebbe la relazione

$$\frac{a_3\,(a_4 - a_2)}{a_4\,(a_3 - a_2)} = \frac{\operatorname{sen}\varphi_3 \operatorname{sen}(\varphi_4 - \varphi_2)}{\operatorname{sen}\varphi_4 \operatorname{sen}(\varphi_3 - \varphi_2)}.$$

Questa relazione può anche scriversi

$$\frac{a_3}{\operatorname{sen}\varphi_3} \cdot \frac{a_4 - a_2}{\operatorname{sen}(\varphi_4 - \varphi_2)} = \frac{a_4}{\operatorname{sen}\varphi_4} \cdot \frac{a_3 - a_2}{\operatorname{sen}(\varphi_3 - \varphi_2)}.$$

Questa relazione è geometricamente rappresentata dalla figura 93, ove le linee nere rappresentano la direzione delle manovelle.

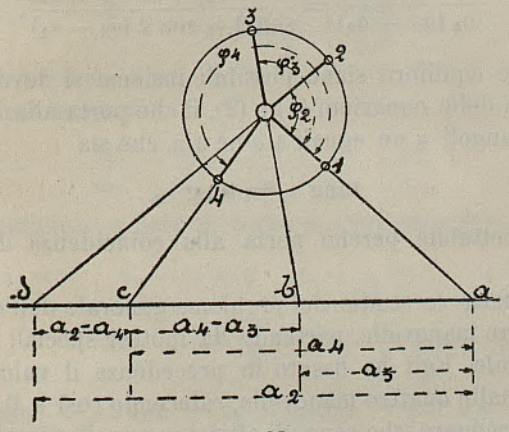


Fig. 93.

Si ha infatti pel triangolo $o\,a\,b$ $\quad o\,b : \operatorname{sen} \widehat{o\,a\,b} = a_3 : \operatorname{sen}\varphi_3$

» » $o\,a\,c$ $\quad o\,c : \operatorname{sen} \widehat{o\,a\,b} = a_4 : \operatorname{sen}\varphi_4$

» » $o\,d\,c$ $\quad o\,c : \operatorname{sen} \widehat{o\,d\,c} = (a_2 - a_4) : \operatorname{sen}(\varphi_4 - \varphi_2)$

» » $o\,d\,b$ $\quad o\,b : \operatorname{sen} \widehat{o\,d\,c} = (a_2 - a_3) : \operatorname{sen}(\varphi_3 - \varphi_2)$

con che viene appunto soddisfatta la relazione

$$\frac{o\,b}{\text{sen}\,o\,a\,b}\cdot\frac{o\,c}{\text{sen}\,o\,d\,c}=\frac{o\,b}{\text{sen}\,o\,d\,c}\cdot\frac{o\,c}{\text{sen}\,o\,a\,b}.$$

Ne risulta che per ottenere l'equilibrio principale due manovelle qualsiansi non devono essere dirette nè in una stessa direzione nè in direzioni opposte (nessuno degli angoli $\varphi_2\,\varphi_3\,\varphi_4$ deve essere eguale a o od a π); infatti se $\varphi_3 = o$ allora la direzione di $o\,3$ coincide con $o\,1$, perchè cioè $a_3 = o$, cioè i perni delle manovelle $o\,1$, $o\,3$ coinciderebbero, il che è impossibile.

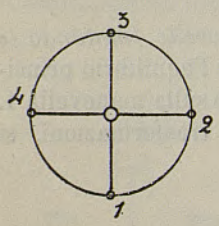


Fig. 94.

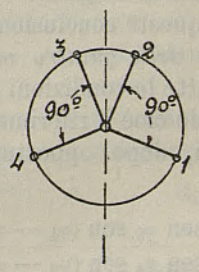


Fig. 95.

Il problema è indeterminato se tutti gli angoli φ_2, φ_3, φ_4 fossero eguali a o o a π; ma di ciò diremo colle disposizioni a stella.

Ne risulta che mentre è impossibile l'equilibrio principale colle manovelle disposte diametralmente (fig. 94), esso è possibile colla disposizione della figura 95.

Nè è possibile soddisfare insieme all'equilibrio secondario. Si ottiene infatti per esso la relazione

$$\frac{a_3\,(a_4-a_2)}{a_4\,(a_3-a_2)}=\frac{\text{sen}\,2\,\varphi_3\,\text{sen}\,2\,(\varphi_4-\varphi_2)}{\text{sen}\,2\,\varphi_4\,\text{sen}\,2\,(\varphi_3-\varphi_2)}. \qquad (2)$$

Perchè i due equilibrii siano possibili insieme si devono eguagliare i secondi membri delle equazioni (1) e (2), il che porta alla conclusione, per non essere gli angoli φ nè eguali a o nè a π, che sia

$$\text{tang}\,\varphi_4 = \text{tang}\,\varphi_3,$$

soluzione inaccettabile perchè porta alla coincidenza dei piani di due manovelle.

Lorenz ha fatto lo studio del problema generale dell'equilibrio per il motore a quattro manovelle, partendo da ipotesi speciali che valessero a renderlo possibile. Egli ha fissato in precedenza il valore di due degli angoli formati dalle quattro manovelle, riducendo così a 6 il numero delle variabili a determinare, che sono gli altri due angoli, e i valori dei rapporti $\frac{m_2}{m_1}\,\frac{m_3}{m_1}\,\frac{m_4}{m_1}$, e se si assume come piano di riferimento quello della manovella 1, i rapporti $\frac{a_3}{a_2}$ ed $\frac{a_4}{a_2}$.

La condizione generale degli angoli è (fig. 96)

$$\alpha+\gamma+\beta+\delta = 2\,\pi,$$

le altre condizioni si desumono dalle equazioni generali e precisamente per gli angoli

$$\cos\frac{\alpha+\gamma}{2}+\cos\frac{\alpha-\gamma}{2}=\cos\frac{\beta-\delta}{2} \qquad (a)$$

ovvero

$$2\cos\frac{\beta}{2}\cos\frac{\delta}{2}=\cos\frac{\gamma-\alpha}{2}.$$

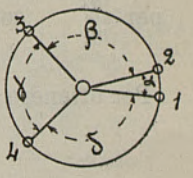


Fig. 96.

Se *sono dati gli angoli* β *e* δ *opposti* si ha:

$$\alpha+\gamma=2\pi-(\beta+\delta)$$

e l'equazione (a) dà:

$$\cos\frac{\alpha-\gamma}{2}=\cos\frac{\beta-\delta}{2}+\cos\frac{\beta+\delta}{2}=2\cos\frac{\beta}{2}\cos\frac{\delta}{2};$$

si ha così l'angolo $\frac{\alpha-\gamma}{2}$ e quindi anche α e γ, quindi si possono determinare gli angoli $\varphi_2\,\varphi_3\,\varphi_4$.

Se *sono dati gli angoli* α *e* β *adiacenti* si ha:

$$\delta=2\pi-(\alpha+\beta+\gamma)$$

e mediante opportune trasformazioni si otterrebbe:

$$\operatorname{tang}\frac{\gamma}{2}=\frac{2\cos\frac{\alpha}{2}+\cos\left(\beta+\frac{\alpha}{2}\right)}{\operatorname{sen}\left(\beta+\frac{\alpha}{2}\right)},$$

equazioni che forniscono γ e δ.

Restano a determinarsi

$$\frac{m_2}{m_1},\quad\frac{m_3}{m_1},\quad\frac{m_4}{m_1},\quad\frac{a_3}{a_2},\quad\frac{a_4}{a_2}$$

per le quali ci limitiamo a dare il risultato. Premesso cioè

$$\varphi_1=0\qquad\varphi_2=\alpha\qquad\varphi_3-\varphi_2=\beta\qquad\varphi_4-\varphi_3=\gamma\qquad\varphi_4=2\pi-\delta,$$

$$\frac{m_2}{m_1}=\sqrt{\frac{\operatorname{sen}\frac{\varphi_3}{2}\operatorname{sen}\frac{3}{2}\varphi_3\,.\,\operatorname{sen}\frac{\varphi_4}{2}\operatorname{sen}\frac{3}{2}\varphi_4}{\operatorname{sen}\frac{\varphi_4-\varphi_2}{2}\operatorname{sen}\frac{3}{2}(\varphi_4-\varphi_2)\operatorname{sen}\frac{\varphi_2-\varphi_3}{2}\operatorname{sen}\frac{3}{2}(\varphi_2-\varphi_3)}}.$$

Il numeratore sotto il radicale diviene:

per $\frac{m_3}{m_1}$ $\quad\operatorname{sen}\frac{\varphi_4}{2}\operatorname{sen}\frac{3}{2}\varphi_4\operatorname{sen}\frac{\varphi_2}{2}\operatorname{sen}\frac{3}{2}\varphi_2$

per $\frac{m_4}{m_1}$ $\quad\operatorname{sen}\frac{\varphi_2}{2}\operatorname{sen}\frac{3}{2}\varphi_2\operatorname{sen}\frac{\varphi_3}{2}\operatorname{sen}\frac{3}{2}\varphi_3$

e il denominatore sotto il radicale

$$\text{per } \frac{m_3}{m_1} \quad \operatorname{sen}\frac{\varphi_2-\varphi_3}{2}\operatorname{sen}\frac{3}{2}(\varphi_2-\varphi_3)\operatorname{sen}\frac{\varphi_3-\varphi_4}{2}\operatorname{sen}\frac{3}{2}(\varphi_3-\varphi_4)$$

$$\text{per } \frac{m_4}{m_1} \quad \operatorname{sen}\frac{\varphi_3-\varphi_4}{2}\operatorname{sen}\frac{3}{2}(\varphi_3-\varphi_4)\operatorname{sen}\frac{\varphi_4-\varphi_2}{2}\operatorname{sen}\frac{3}{2}(\varphi_4-\varphi_2).$$

Per ottenere i valori di $\frac{a_3}{a_2}$ e $\frac{a_4}{a_2}$ si hanno le relazioni:

$$\frac{a_3}{a_2} = -\frac{m_2}{m_3}\frac{\operatorname{sen}(\varphi_4-\varphi_2)}{\operatorname{sen}(\varphi_4-\varphi_3)}$$

$$\frac{a_4}{a_2} = \frac{m_2}{m_4}\frac{\operatorname{sen}(\varphi_3-\varphi_2)}{\operatorname{sen}(\varphi_4-\varphi_3)}.$$

Schlick ha proposto di fare $\beta = \delta$ e di adottare una soluzione simmetrica. Si ha allora

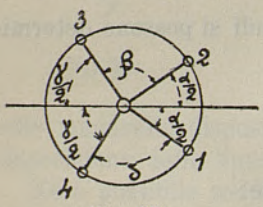


Fig. 97.

$$\varphi_4 = 2\pi - (\varphi_3 - \varphi_2).$$

Di più $\frac{m_2}{m_1} = 1 \qquad \frac{m_3}{m_1} = \frac{m_4}{m_1} = m$

e colla equazione precedente, poichè $\varphi_2 = \alpha$ e $\varphi_4 - \varphi_3 = \gamma$, si ottiene:

$$2 + 2\cos\alpha = 2m^2 + 2m^2\cos\gamma$$

ovvero $\cos\frac{\alpha}{2} = m\cos\frac{\gamma}{2}$ ovvero $1 = 2m\cos^2\frac{\gamma}{2}$

trovandosi infine la relazione $a_2 = a_3 + a_4$.

E su questo argomento non ci diffondiamo di più.

11. Equilibrio delle macchine a sei cilindri e sei manovelle. — Nel caso delle macchine a sei cilindri il numero delle variabili è $3(6-1) = 15$. Poichè le equazioni sono 8, esistono 7 variabili che possono essere arbitrariamente fissate.

Il modo col quale si dispongono le manovelle nelle macchine a sei cilindri (fig. 98[1]) dà per gli angoli i seguenti valori:

$$\varphi_1 = 0 \qquad \varphi_2 = \frac{2}{3}\pi\,(120^\circ) \qquad \varphi_3 = \frac{4}{3}\pi\,(240^\circ) \qquad \varphi_4 = \frac{4}{3}\pi$$

$$\varphi_5 = \frac{2}{3}\pi \qquad \varphi_6 = 0.$$

Di più le distanze dei cilindri dal piano medio sono eguali:

$$a_1 = -a_6 \qquad a_2 = -a_5 \qquad a_3 = -a_4.$$

Inoltre le masse sono eguali:

$$M_1 = M_2 = M_3 = M_4 = M_5 = M_6.$$

Se si applicano queste condizioni nelle formole generali si vede che esse sono tutte soddisfatte, onde con tale disposizione l'equilibrio è *completo* sia per le forze di inerzia principali e secondarie, sia per le coppie principali e secondarie.

Questo equilibrio risulta anche dal tracciato grafico nel quale le forze di inerzia ed i momenti si annullano (fig. 98[2]).

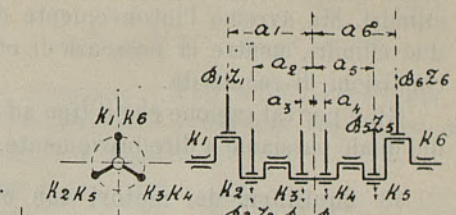


Fig. 98[1].

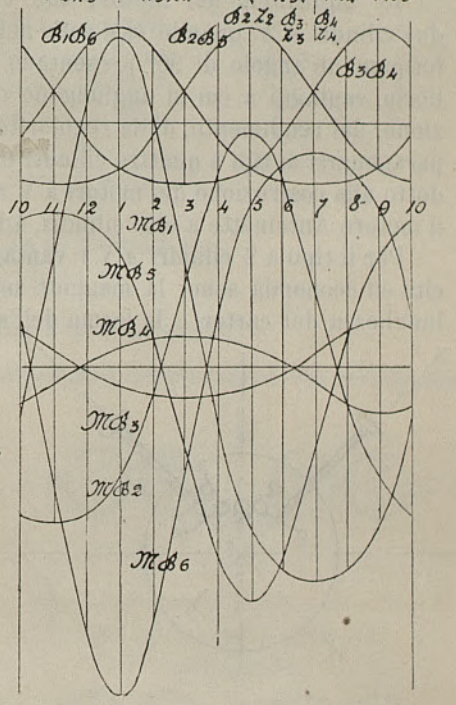


Fig. 98[2].

L'ordine di successione delle accensioni può essere vario, nè altera l'equilibrio. Si hanno appunto 6 disposizioni:

1	3	5	6	4	2	1)
1	3	2	6	4	5	2)
1	4	5	6	3	2	3)
1	4	2	6	3	5	4)
1	2	4	6	5	3	5)
1	2	3	6	5	4	6)

Di queste la 4) sembra preferibile per la maggiore uniformità dello sforzo motore, poichè non dà due esplosioni consecutive in due cilindri vicini.

12. Equilibrio delle macchine ad otto cilindri. — Un doppio sistema

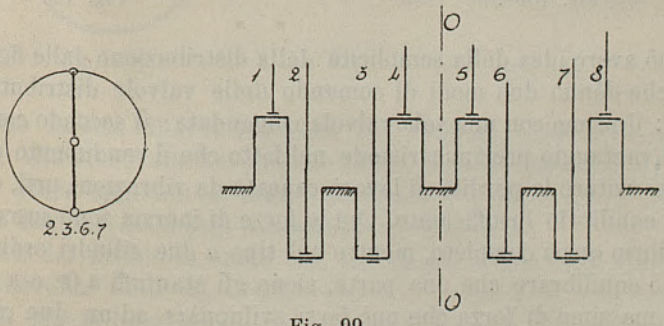


Fig. 99.

come quello dei motori a quattro cilindri, quale è rappresentato nella figura 99, risponde evidentemente allo scopo. Esso è simmetrico rispetto al

piano mediano. Si avrebbero le stesse conclusioni che pel motore a quattro cilindri. Ma avremo l'inconveniente di due esplosioni contemporanee in due cilindri, mentre la presenza di otto cilindri dovrebbe offrire migliori condizioni di regolarità.

Gli è per tal ragione che il tipo ad otto cilindri più in voga è il tipo a V, del quale passiamo a dire brevemente.

13. Equilibrio dei motori con cilindri a V (a 90°). — I motori a due cilindri a V quando essi sono nello stesso piano e gli assi dei cilindri formano un angolo di 90° presentano vantaggi notevoli dal lato dell'equilibrio, vantaggi a cui si aggiungono quelli della semplicità della distribuzione, del rendimento, della regolarità. Talchè sotto tale aspetto possono paragonarsi ai tipi a quattro cilindri ordinari. Questi vantaggi hanno condotto alla costruzione dei motori a V a cilindri multipli di cui capostipite è il motore Antoinette a otto cilindri, adoperato nella navigazione aerea.

Per il tipo a 2 cilindri a V i vantaggi costruttivi dal lato della semplicità ed economia sono: la maggior semplicità della distribuzione, la poca lunghezza del carter e la forma dell'albero motore.

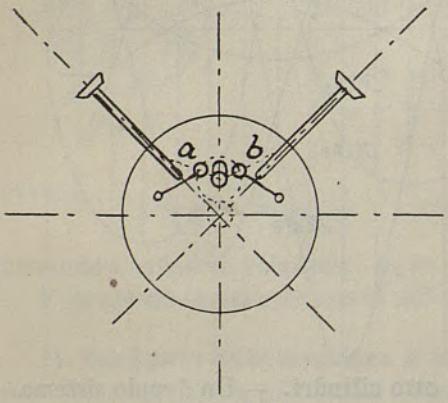


Fig. 100[1].

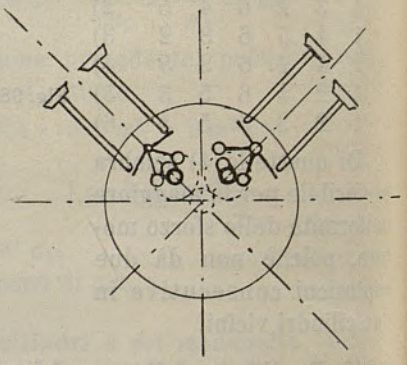


Fig. 100[2].

Si può avere idea della semplicità della distribuzione dalle figure 100[1] e 100[2], che dànno due modi di comando delle valvole distributrici assai semplici: il primo con una sola valvola comandata; il secondo con due.

Ma il vantaggio precipuo risiede nel fatto che il rendimento è elevato potendosi evitare le perdite di lavoro causate da vibrazioni, urti, ecc., derivanti da equilibrio insufficiente. Qui le forze di inerzia sono suscettibili di un equilibrio quasi completo, mentre nel tipo a due cilindri ordinario non se ne può equilibrare che una parte, sieno gli stantuffi a 0° o a 180°. Ciò limita il massimo di forza che può farsi sviluppare ad un due cilindri ad assi paralleli, o quanto meno ne limita assai la velocità.

Nel caso nostro, due essendo i cilindri, le variabili sono 3, come risulta da $3(m-1)$.

I dati essendo:

$$M_1 = M_2 = M \qquad \varphi_1 = \varphi_1 \qquad \varphi_2 = \frac{\pi}{2} + \varphi_1 \qquad a_1 = a_2 = 0,$$

non restano che a considerare le equazioni I e II, V e VI delle forze di inerzia principali e secondarie. Le seconde V e VI sono soddisfatte dai dati del problema. Non così le prime, che dànno origine (fig. 101), per un cilindro e per ogni punto, ad una forza $F_1 = M\,\omega^2\,r\cos\varphi_1$ diretta dal centro lungo il raggio, e per l'altro alla forza $F_2 = M\,\omega^2\,r\,\text{sen}\,\varphi_1$ diretta egualmente lungo il raggio: la prima nulla ai punti a e c, e massima e di segno contrario ai punti morti $b\,d$; la seconda nulla in $b\,d$, e massima in a e c; il valore assoluto dei massimi è $M\,r\,\omega^2$.

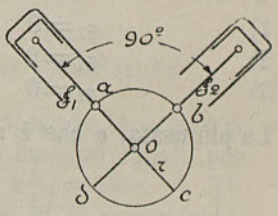


Fig. 101.

La risultante di queste due forze normali è:

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$$

e cioè

$$R = M\,\omega^2\,r\,(\cos^2\varphi_1 + \text{sen}^2\varphi_1) = M\,\omega^2\,r$$

e cioè una costante. Questa risultante può quindi essere con contrappeso completamente equilibrata.

Ma veniamo invece al secondo caso, quello del motore Antoinette

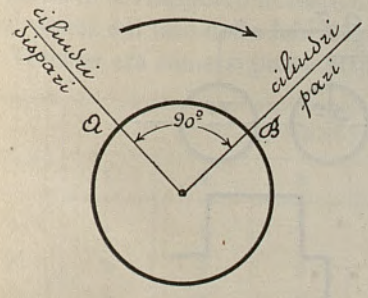


Fig. 102.

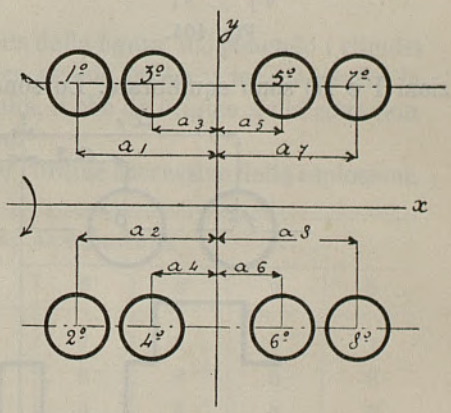


Fig. 103.

costituito da otto cilindri disposti a V, e veggasi quale sia la disposizione da dare alle manovelle dei singoli cilindri perchè il sistema si equilibri di per sè, senza aggiunta di organi addizionali e quale sia di conseguenza l'ordine migliore delle otto accensioni (fig. 102-103).

I dati del problema sono: che sia eguale il peso dei pezzi dotati di moto alternato come $M_1 = M_2 = M_3 = \ldots\ldots M_8 = M$, che corse e bielle sieno di eguale lunghezza. Indichiamo coi numeri dispari i cilindri della parte opposta al senso di movimento. Le bielle (I, II) (III, IV) (V, VI) (VII, VIII) sono unite allo stesso bottone di manovella. I cilindri nello stesso piano sono coi loro assi a 90°.

Se prendiamo le equazioni che dànno l'equilibrio per le forze di inerzia principali, noi otteniamo:

$$M(\cos\varphi_1 + \cos\varphi_2 + \cos\varphi_3 + \cos\varphi_4) = 0$$
$$M(\text{sen}\,\varphi_1 + \text{sen}\,\varphi_2 + \text{sen}\,\varphi_3 + \text{sen}\,\varphi_4) = 0.$$

Queste relazioni sono soddisfatte per soluzioni diverse di cui notiamo alcune:

1)	$\varphi_1 = 0$	$\varphi_2 = \pi$	$\varphi_3 = \pi$	$\varphi_4 = 0$
2)	$\varphi_1 = 0$	$\varphi_2 = \pi$	$\varphi_2 = 0$	$\varphi_4 = \pi$
3)	$\varphi_1 = 0$	$\varphi_2 = {}^1/_2\,\pi$	$\varphi_2 = {}^3/_2\,\pi$	$\varphi_4 = \pi$.

La più usata, e che è riconosciuta migliore, è la prima; essa dà origine, per l'albero motore, alla disposizione dei collari come a figura 104, ed ai cilindri disposti come a figura 105.

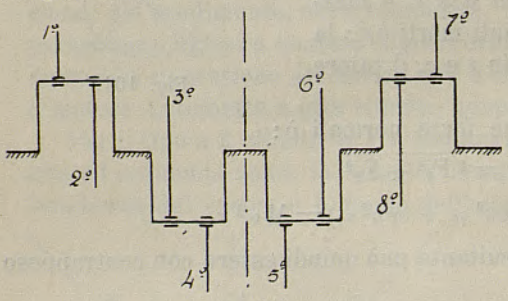


Fig. 104.

L'equilibrio del motore che comporta queste manovelle si riduce allora all'equilibrio di due motori a quattro cilindri paralleli calettati a 90°. Come sappiamo, le forze di inerzia alternative principali (equazioni I e II) sono equilibrate. Lo sono pure le coppie principali e secondarie (equazioni II-III, VII-VIII) se ponesi $a_1 = -a_7$ $a_2 = -a_8$ $a_3 = -a_5$ $a_4 = -a_6$.

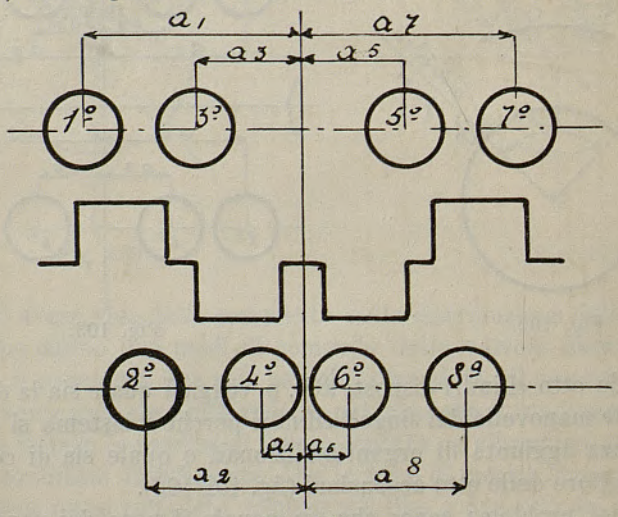


Fig. 105.

Solo non sono equilibrate le forze di inerzia alternative secondarie, la cui risultante, per ogni serie di cilindri in fila, è:

Per una serie:

$$R_1 = M\omega^2 \frac{r^2}{l} (\cos^2\varphi_1 - \operatorname{sen}^2\varphi_1 + \cos^2\varphi_2 - \operatorname{sen}^2\varphi_2 + \ldots + \cos^2\varphi_4 - \operatorname{sen}^2\varphi_4)$$

$$R_2 = M\omega^2 \frac{r^2}{l} (\cos^2\varphi_1 - \operatorname{sen}^2\varphi_1 + \ldots\ldots + \cos^2\varphi_4 - \operatorname{sen}^2\varphi_4)$$

e la risultante totale è:

$$R = M\omega^2 \frac{r^2}{l} (\cos^2\varphi_1 - \operatorname{sen}^2\varphi_1 + \ldots\ldots + \cos^2\varphi_4 - \operatorname{sen}^2\varphi_4)\sqrt{2}$$

e variando φ da 0° a 360° ed osservando che $\varphi_2 = \varphi_1 + \pi$, $\varphi_3 = \varphi_1 + \pi$, $\varphi_4 = \varphi_1$ si ottengono facilmente i valori di R che hanno tre massimi eguali, per $\varphi_1 = 0°$ $\varphi_1 = 90°$ $\varphi_1 = 180°$ e sono nulli per $\varphi_1 = 45°$ e $\varphi_1 = 135°$.

Nei motori leggeri a grande velocità questi valori di R sono minimi.

Ordinariamente però la disposizione per la distanza degli assi è alquanto diversa, si fa cioè $a_1 = -a_8$, $a_2 = -a_7$, $a_3 = -a_6$, $a_4 = -a_5$ e inoltre $a_1 - a_2 = a_3 - a_4 = a_6 - a_5 = a_8 - a_7 = m$ essendo m una piccola quantità, quale occorre nella costruzione per tenere falsate le bielle. In tal caso l'equilibrio assoluto delle coppie risultanti principali e secondarie non esiste; ma poichè m è piccolo, il loro valore, e quindi il loro effetto, è assolutamente trascurabile.

Migliore forma potrebbe essere quella della figura 103 ponendo i cilindri opposti sullo stesso piano, e a distanza eguale fra loro; ma ne risulta la necessità di sovrapporre le teste di biella, il che dà origine a difficoltà non lievi, specie dal lato della lubrificazione.

Vediamo ora come si possa disporre l'ordine successivo delle esplosioni.

Valori di φ	ORDINE DI ACCENSIONE							
	1	2	3	4	5	6	7	8
0	1	1	1	1	1	1	1	1
90	2	2	2	2	8	8	8	8
180	3	3	5	5	3	3	5	5
270	4	6	4	6	4	6	4	6
360	7	7	7	7	7	7	7	7
450	8	8	8	8	2	2	2	2
540	5	5	3	3	5	5	3	3
630	6	4	6	4	6	4	6	4

La regola per la scelta è quella di far succedere le esplosioni irregolarmente dalle due parti dell'asse onde evitare che il telaio riceva l'effetto del momento motore e di reazione al ripetersi di intervalli eguali. Ora ogni telaio di macchina possiede vibrazioni proprie che hanno un carattere ritmico, e sarebbe pericoloso che le vibrazioni trasmesse dalle esplosioni

si associassero a queste, producendo un fenomeno di risonanza che potrebbe avere effetti gravi. Perciò sarà preferibile scegliere, nella serie di accensioni qui indicate, la

1 8 3 6 7 2 5 4

come quella che meglio distribuisce gli sforzi.

14. Equilibrio dei motori a più cilindri disposti a stella. — Le forme che sono state date di recente ad alcuni motori speciali leggerissimi richiedono che noi esponiamo qualche considerazione sulle loro condizioni di equilibrio. Questi motori, come i tipi Farcot, Esnault, ecc., hanno adottato la disposizione dei cilindri a stella, raggianti cioè da un centro a manovella unica per più cilindri.

Esaminiamo appunto il caso dell'equilibrio per i cilindri raggianti.

Quando la manovella è unica per più cilindri le loro bielle mettono capo ad un unico bottone; si ha allora per tutti questi cilindri $\varphi = 0$. Il caso richiede considerazioni particolari.

1. *Motori a due cilindri* (fig. 106). — L'equilibrio completo si raggiunge se l'asse dei cilindri è unico e le due manovelle oa, ob sono a 180° fra loro

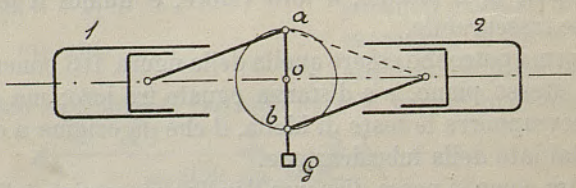


Fig. 106.

e *nello stesso piano*. Questa disposizione non è però praticamente possibile, onde si debbono spostare gli assi dei cilindri dando origine a momenti di 1° e 2° ordine, il cui valore perturbatore è tanto maggiore quanto più gli assi sono distanti. Se il punto b si fa coincidere con a, tanto da eliminare la difficoltà del piano mediano unico per due cilindri, allora l'equilibrio per corpi a moto alternato è manchevole non essendo soddisfatta la relazione $M_1 + M_2 = 0$, cioè, $M_1 = -M_2$.

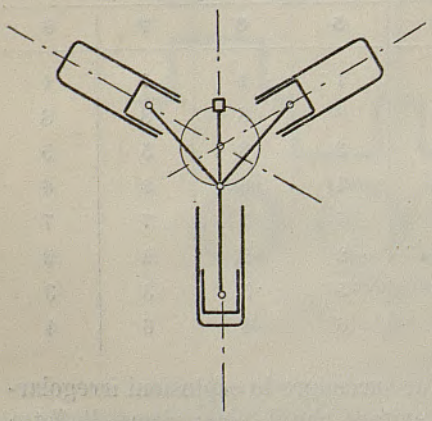


Fig. 107.

2. *Motori a tre cilindri.* — In un motore del genere la disposizione ordinaria è quella di tre cilindri cogli assi disposti a 120°, e nello stesso piano (fig. 107). L'attacco delle manovelle ad un bottone unico non offre gravi difficoltà di costruzione, potendosi o fare il perno abbastanza lungo

perchè la testa di biella di un cilindro faccia da bottone di manovella per gli altri due (fig. 108) o adottare la disposizione Esnault (vedi avanti).

Con tale disposizione si dovrà equilibrare con contrappeso la forza centrifuga delle manovelle ed organi annessi.

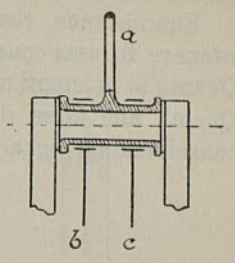


Fig. 108.

Posto che le bielle si possano disporre così che sia $a_1 = a_2 = a_3 = o$, cioè che gli assi dei tre cilindri si trovino in uno stesso piano, l'equilibrio, per rispetto ai momenti principali e secondarii, è soddisfatto; non così per le forze di inerzia principali e secondarie. È vero che le teste di biella concorrono tutte ad un solo bottone, ma poichè sono spostati i cilindri, e l'angolo si misura dalla rispettiva manovella per rispetto alla posizione dell'asse del cilindro che vi si riferisce, il sistema equivale a quello in cui i cilindri fossero conassici e le tre manovelle fossero a 120°, la cui condizione di equilibrio abbiamo già esaminata e riconosciuta buona.

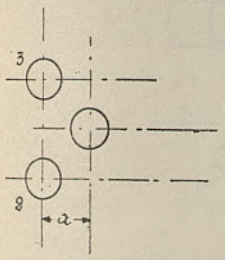


Fig. 109.

Questa disposizione però offre grave inconveniente per la lubrificazione del cilindro inferiore. Ma l'inconveniente può essere eliminato (fig. 109) con lo stesso ripiego adottato da Esnault nel motore a stella a 7 cilindri (v. avanti), col portare, cioè, il cilindro 1 in alto dalla posizione 1 in 1′ e il perno della manovella rispettiva da 0 in 0′ a 180°; si avranno così due manovelle a 180°, una per i cilindri 2, 3 e l'altra per il cilindro 1, ciò che diminuirà anche il valore del contrappeso di equilibrio delle forze centrifughe. Quanto alle forze di inerzia di 1° e 2° ordine il risultato è lo stesso del precedente.

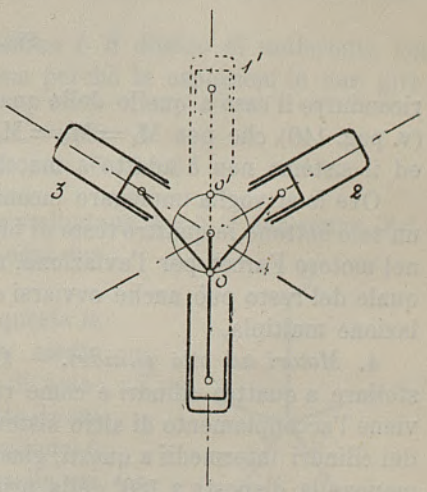


Fig. 110.

Ma tale disposizione non è attuabile praticamente (essendo divenuti due i bottoni di manovella) se non si spostano gli assi dei cilindri 2, 3 rispetto ad 1; nel qual caso (fig. 110) non sono nulli come prima i momenti delle forze di inerzia alternative principali e secondarie. Si darà loro il minor valore possibile col fare a più piccolo quanto si può.

In entrambi i casi l'ordine delle accensioni per motore a 4 fasi è di 1, 3, 2, che hanno luogo in due giri dell'albero motore.

3. *Motori a quattro cilindri.* — La disposizione di quattro cilindri simmetrici con bottone di manovella unico è rappresentata nella figura 111.

Equilibrando con contrappeso la manovella e parti che si possono ritenere in essa concentrate, si otterrà l'equilibrio delle forze centrifughe. Quanto ai momenti non ne esistono se gli assi dei cilindri sono in un piano. Quanto alle forze di inerzia principali e secondarie possiamo ripetere considerazioni eguali a quelle fatte pel tipo tre cilindri a stella, onde

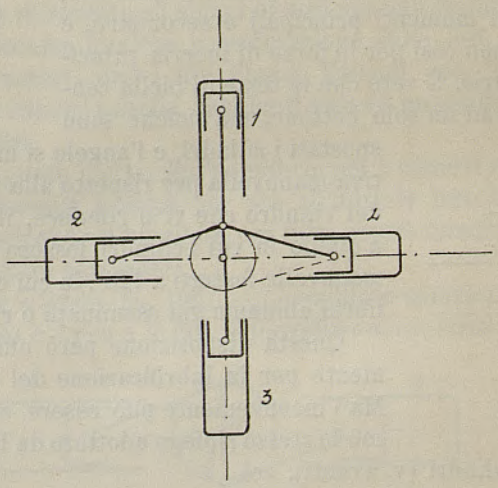


Fig. 111.

ricondurre il caso a quello delle quattro manovelle. È agevole riconoscere (v. pag. 140) che per $M_1 = M_2 = M_3 = M_4$ l'equilibrio non è soddisfatto, ed il sistema non è adatto a macchine velocissime.

Ove lo si voglia impiegare incontrasi l'altra difficoltà di addossare ad un solo bottone le quattro teste di bielle, ma dopo l'esempio che si incontra nel motore Farcot per l'aviazione, non è questa una difficoltà grave, alla quale del resto può anche ovviarsi col sistema di bielle Esnault ad articolazione multipla.

4. *Motori ad otto cilindri.* — Come conseguenza diretta del motore stellare a quattro cilindri e come rimedio per le condizioni di equilibrio viene l'accoppiamento di altro sistema stellare a quattro cilindri cogli assi dei cilindri intermedii a questi, giusta lo schema della figura 112 ma colla manovella disposta a 180° della prima. Così il sistema risulta equilibrato anche per l'effetto delle forze di inerzia e centrifughe. Ma tale applicazione non è possibile, se il gruppo 1 2 3 4 non ha il piano di mezzeria spostato rispetto al gruppo 5 6 7 8, sicchè si abbia una distanza d, che renda possibile praticamente la disposizione, dando però origine a momenti di inerzia principali e secondari non equilibrati per la mancanza di simmetria rispetto al piano medio e il cui valore minimo si ottiene rendendo minimo d.

Tale disposizione fu attuata da Farcot il quale ha anche aggiunto per ogni cilindro un leggero spostamento di asse, come a pag. 48.

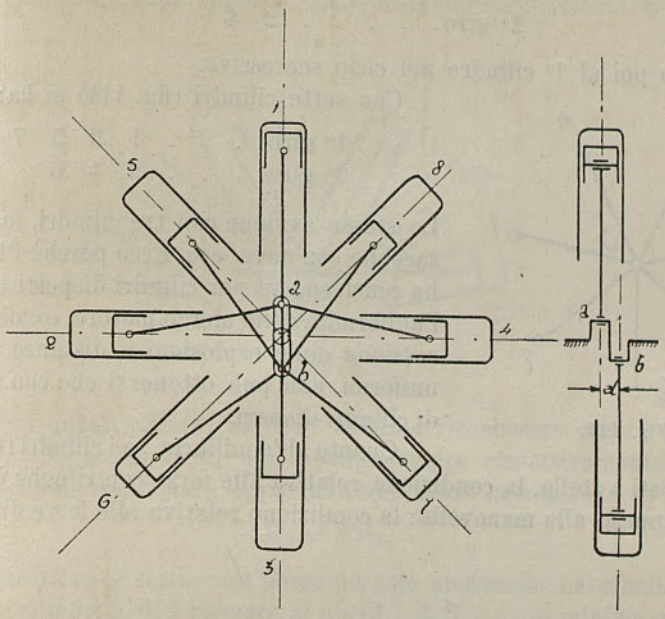


Fig. 112.

L'inconveniente di tale disposizione è il difetto di uniformità nella distribuzione degli sforzi sul contorno perchè le esplosioni in due giri si succedono così:

1° giro	. . .	1	2	3	4
2° giro	. . .	5	6	7	8

cioè abbiamo due esplosioni successive lontane, 4 e 5, e due vicine, 8 e 1, mentre le altre sono uniformi, cioè ogni due cilindri.

5. *Motori a sette cilindri.* — È questa la disposizione Esnault-Pelterie, dallo stesso adottata nel motore leggerissimo di aviazione che porta il suo nome. Il concetto da cui egli è partito nella disposizione dei cilindri è stato quello di creare un motore a stella nel quale le esplosioni si succedessero sempre ad uniforme distanza una dall'altra sul contorno, e cioè un cilindro sì ed uno no. Tale disposizione, intesa a dare uniformità allo sforzo motore, non era attuabile che con un numero di cilindri dispari a stella, perchè in due giri tutti i cilindri avessero date le loro esplosioni.

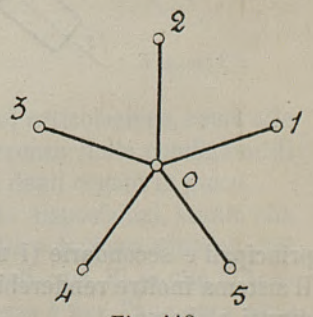


Fig. 113.

In fatto con cinque cilindri (fig. 113) si ha:

1° giro 1 3 5
2° giro 2 4

ritornando poi al 1° cilindro nel ciclo successivo.

Con sette cilindri (fig. 114) si ha:

1° giro . . . 1 3 5 7
2° giro . . . 2 4 6

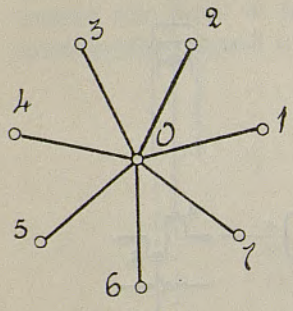


Fig. 114.

Lo stesso avviene con tre cilindri, lo stesso sarebbe con nove, ecc. Ecco perchè l'Esnault ha concluso che per cilindri disposti a stella l'uniformità dello sforzo motore, e cioè la successione delle esplosioni a distanze sempre uniformi, non può ottenersi che con numero di cilindri dispari.

Quanto all'equilibrio, se i cilindri (fig. 113) sono disposti a stella, la condizione relativa alle forze centrifughe è quella del contrappeso alla manovella; la condizione relativa alle forze di inerzia

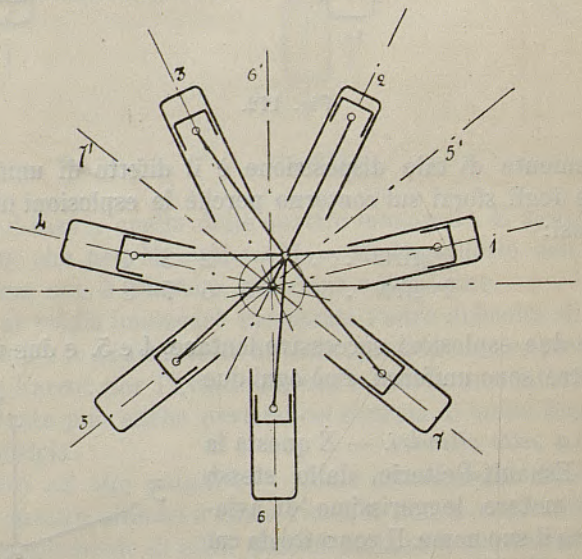


Fig. 115.

principali e secondarie (i momenti sono nulli) si presenta indeterminata. Il sistema inoltre renderebbe assai difficile la lubrificazione dei tre cilindri diretti al basso.

Ad assicurarne la lubrificazione evitando contemporaneamente la necessità del contrappeso per le forze centrifughe, la disposizione adottata (fig. 116) corrisponde a quella da noi detta per il gruppo a tre cilindri,

passando cioè dalla figura 115 alla 116; e cioè i cilindri 5, 6, 7 vengono disposti simmetrici, con ribaltamento verso l'alto, secondo le direzioni 5', 6', 7' diametralmente opposte, ma spostando nello stesso tempo la

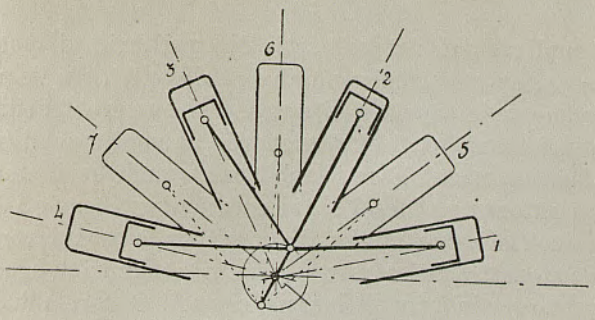


Fig. 116.

manovella di questi cilindri di 180°. È facile riconoscere che in teoria i valori $M_1 = M_2 = M_3 = M_4$ non devono essere rispettivamente eguali a $M_5 = M_6 = M_7$ e che sarà opportuno soddisfare la relazione

$$4M_1 = 3M_5.$$

Ma la disposizione è stata resa possibile solo spostando nel ribaltamento il piano dei cilindri 5, 6, 7 rispetto al piano 1, 2, 3, 4 della minima quantità necessaria per le esigenze di costruzione, dando così origine a momenti di inerzia non equilibrati tanto principali che secondari, il cui effetto è tanto minore quanto più lo spostamento è piccolo.

L'attacco di più manovelle ad un unico bottone è stato pure attuato come un ripiego diverso da quello del Farcot, e cioè, non col sovrapporre i cuscinetti di più bielle per modo che uno faccia da perno all'altro, ma col disporre cinque delle sette bielle ad articolazione, come alle figure 117[1-2]; il che non crea apprezzabile differenza nelle condizioni di equilibrio, tanto più considerando il minimo peso degli organi in gioco.

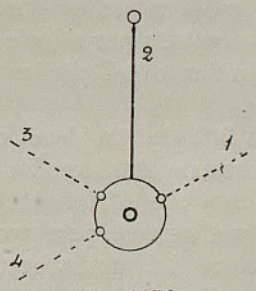


Fig. 117[1].

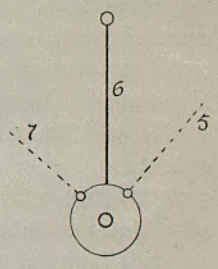


Fig. 117[2].

Crediamo inutile procedere allo studio di altre disposizioni, studio che avrebbe un interesse solo teorico. Ognuno può colla soluzione generale del problema da noi data, farne l'applicazione ai singoli casi. Si sa che la tendenza legittima per ottenere regolarità e leggerezza è per l'aumento progressivo del numero dei cilindri motori. Abbiamo, per esempio, il Forest che propone motori comprendenti fino a 24 cilindri. Noi non possiamo occuparci di tutte le disposizioni possibili per rispetto all'equilibrio che possono

essere suggerite dal successivo aumento del numero delle manovelle. Spetta al costruttore di risolvere il problema per ogni singolo caso. Il che gli è facile colle norme generali che abbiamo esposte.

15. Dell'applicazione dei principii di equilibrio ai motori di tipo qualsiasi. — Le considerazioni generali da noi svolte circa l'equilibrio delle forze di inerzia e delle coppie si riferiscono al numero dei cilindri, o delle manovelle, e non hanno particolare riguardo, salvo che negli esempi citati, al modo di funzionamento. Esse si applicano quindi evidentemente sia ai motori a combustione tipo Diesel, sia ai motori ad esplosione a due fasi. Così un motore a due fasi a due cilindri che corrisponde per il lavoro sviluppato ad un motore a quattro fasi a quattro cilindri (i cilindri di egual diametro) si equilibreranno per le forze di inerzia, come il motore a due manovelle. Evidentemente sarà necessario tener conto del fatto che siccome la coppia motrice per ogni cilindro nel motore a due fasi avrebbe un valore doppio, sarà pur doppio il momento di reazione dello stantuffo sul cilindro, il che obbliga ad una maggiore solidità per le vibrazioni che ne conseguono. Il caso sarebbe inverso e tornerebbe invece a favore del tipo a due fasi se si confronta, per l'equilibrio dell'inerzia e per le vibrazioni impartite dal momento di reazione, un quattro cilindri a quattro fasi con un quattro cilindri a due fasi della medesima forza motrice.

16. Delle vibrazioni nelle intelaiature delle macchine veloci. — Colle macchine veloci il problema delle vibrazioni nelle intelaiature ha una grande importanza, e appunto per ridurle al minimo possibile è necessario che il motore sia equilibrato nel miglior modo per rispetto agli sforzi ed ai momenti d'inerzia.

Ma vi è un altro lato del problema che si connette in parte al precedente e che è necessario studiare. Le forze d'inerzia nella parte non strettamente equilibrata che si riproducono in modo periodico, e tutti gli altri sforzi in gioco nel sistema, pure aventi carattere periodico, tendono ad imprimere al motore dei moti vibratori, il cui effetto può assumere in molti casi forma assai pericolosa.

L'intelaiatura di una macchina, quale sia il materiale che la compone, ed anche per causa della imperfezione degli organi di collegamento, costituisce sempre un sistema elastico capace di assumere vibrazioni di ampiezza più o meno grande, e in sensi assai varii. Queste vibrazioni hanno un carattere pendolare, e sono costituite da una risultante di oscillazioni al di qua ed al di là del punto di riposo e di equilibrio.

Data la natura del movimento di una macchina, nasce inevitabilmente nel suo insieme un sistema di vibrazione che ha una legge propria; un tale sistema è grandemente influenzato dalle forze perturbatrici che si verificano ad intervalli regolari, quali sono appunto le forze d'inerzia, i periodi di esplosione dei motori a gas, ecc.

Le leggi di questi fenomeni sono ancora sconosciute in gran parte, tanto che è impossibile fondare su esse una teoria matematica positiva; ma quanto se ne conosce fino da ora, oltre al dare giustificazione al fatto in sè, oltre al dimostrare che sforzi perturbatori periodici, anche piccoli, possono dare al sistema vibrante delle ampiezze di vibrazione assolutamente incompatibili colla conservazione e durata della macchina, suggeriscono qualche criterio per giustificare il fenomeno allorchè si presenta, e dare qualche utile indirizzo per ovviarvi.

È noto il fatto che se una campana è in oscillazione, un piccolo sforzo periodicamente ripetuto nel senso dell'oscillazione, e cioè ritmico col moto oscillatorio della campana, può far assumere alla stessa, anche se pesantissima, delle oscillazioni sempre più ampie; mentre lo stesso sforzo, pure piccolo, applicato in senso contrario, cioè alla risalita, ne produce rapidamente il riposo. È pure noto l'altro fatto per cui, sostenendo colla mano un pendolo nel punto di oscillazione dello stesso, se spostiamo anche leggermente la mano in senso inverso al moto della lente del pendolo, periodicamente nei punti in cui il pendolo prende la posizione più lontana dalla verticale, cioè facciamo colla mano dei movimenti sincroni a quelli del pendolo, si ottengono nel medesimo oscillazioni sempre più ampie; viceversa se si produce il movimento contrario, allora le oscillazioni si restringono.

Ora noi possiamo considerare il sistema di punti materiali che costituisce l'intelaiatura delle macchine come un sistema pendolare che nel moto ordinario delle macchine obbedisce a leggi di oscillazione analoghe a quelle del pendolo. La forza o le forze perturbatrici produrranno a loro volta nel sistema una vibrazione forzata periodica parimente pendolare.

Ne risulta per analogia, confermata dai fatti, che *se il periodo della vibrazione dovuto alla forza perturbatrice è ritmico con uno dei periodi di oscillazione che sono proprii del sistema, e se la riproduzione della forza perturbante avviene a determinati intervalli, non troppo distanti fra loro, le vibrazioni totali del sistema assumono rapidamente una grande amplitudine, per quanto sia piccola la grandezza della forza perturbante.*

Se questa ritmicità e risonanza manca, le vibrazioni forzate non possono assumere grande ampiezza.

Di qui soprattutto la necessità dell'equilibrio delle forze di inerzia, specie nelle macchine veloci, ove le vibrazioni proprie del sistema assumono sempre un maggior valore che nelle macchine lente.

Una macchina non equilibrata, o non perfettamente equilibrata, sottopone i suoi organi a sforzi e momenti d'inerzia periodici che dànno origine a queste vibrazioni forzate. Ora questi sforzi possono essere di piccolo valore, e piccola può essere la perturbazione. Ma se nelle vibrazioni proprie del telaio delle macchine ve ne sono di quelle che corrispondono al periodo di rotazione di esse, e se la perturbazione prodotta è ritmica con queste, allora l'amplitudine delle vibrazioni diviene considerevole, ed

assume rapidamente valori che sono affatto sproporzionati alla grandezza della forza che li produce.

Anzi se il fatto si riproduce in modo continuo, nè interviene altra perturbazione periodica di senso contrario che lo annulli, le vibrazioni crescendo continuamente non possono condurre che alla inevitabile rottura della macchina.

Questo fatto può spiegare molti dei fenomeni di rottura di carter dei motori, dei quali sarebbe difficile trovare altrimenti una spiegazione plausibile.

Ma se non possiamo conoscere l'intensità, il senso di azione, la periodicità delle forze perturbatrici non equilibrate — sieno forze di inerzia, sieno sforzi motori, o di reazione — non abbiamo alcuna idea precisa dell'altro lato più interessante del problema, e cioè sui modi *per determinare la natura delle vibrazioni proprie di un sistema ed i loro periodi di oscillazione.* Se questa determinazione fosse possibile sarebbe facile provvedere nella costruzione e disporre le cose in modo che forze perturbanti non possano produrre l'effetto lamentato. Potrebbe forse convenire nell'equilibrio delle forze e delle coppie di inerzia, che non è mai completo, salvo casi speciali, lasciare squilibrata una forza invece che un'altra, o un momento invece di un altro, se la parte di forza squilibrata formi una forza perturbante che non dia luogo a vibrazioni ritmiche o risonanti con quelle proprie del sistema.

Ma la ricerca delle vibrazioni proprie di un sistema non è, allo stato presente, generalmente possibile. Solo per pochi sistemi semplici sarebbe possibile tale studio. Ne risulta che non si possono evitare le trepidazioni in un motore, se esso non è perfettamente equilibrato; importa poi che la forza non equilibrata non sia in condizioni da dare alle vibrazioni naturali del sistema ampiezze sempre crescenti, tali, cioè, da compromettere la durata della macchina.

Non si deve però credere che il semplice fatto dell'esistenza di una forza perturbatrice periodica che sia ritmica debba condurre alla rottura. Essa può produrre un aumento nella amplitudine delle vibrazioni che si fermi ad un dato massimo per la resistenza che oppone il sistema negli attriti e in altre forze; massimo che resti nei limiti della resistenza del sistema.

Generalmente i sistemi in uso e già studiati, nel riguardo dell'equilibrio, lasciano in libertà forze perturbatrici tali, e così dirette, che il pericolo di rottura non esiste. Se questa si verifica è necessario cercarne la causa in altre circostanze, come, ad esempio, nella debolezza degli organi, in uno spostamento di fasi, quali le accensioni anticipate, in un appoggio non buono sul piano di fondazione e di attacco, ecc. Nelle macchine di nuovo tipo, salvo che l'equilibrio non sia perfetto, cosa molto difficile a ottenere, non si può giudicare *a priori* se il fatto delle risonanze delle vibrazioni debba o no verificarsi. Non vi è in tal caso che l'esperienza

la quale possa dare il criterio di correzione, il quale dovrà esser fatto per tentativi, sia modificando o i termini dell'equilibrio delle forze di inerzia, o la distribuzione delle accensioni, ecc.

In generale si può dire che più la fondazione è stabile tanto minore sarà il pericolo che il fenomeno si verifichi. Il motore fisso si trova per ciò in condizioni migliori di quello di navigazione, e questo in condizioni migliori di quello per automobile, o per navigazione aerea.

CAPITOLO VII.

LA DISTRIBUZIONE NEI MOTORI VELOCI

1. Delle varie parti di cui si compongono i motori. — Dopo avere esaminato il modo di funzionamento dei motori a combustione che ci occupano, ed avere indicato il modo di calcolarne le dimensioni principali per rispetto al lavoro, entriamo ora in un esame più dettagliato dei medesimi prendendone a considerare le parti essenziali.

Queste parti comprendono il meccanismo principale della macchina, col quale si ottiene la trasformazione del lavoro di combustione in forma di movimento rotativo, e tutti i meccanismi sussidiari, che rendono possibile ed utile la funzione del primo.

L'esame del meccanismo principale ci deve condurre al calcolo degli organi essenziali per i quali si trasmette lo sforzo motore e cioè albero, biella, cilindro, stantuffo, carter, ecc. Quello dei meccanismi secondari ci porta all'esame della distribuzione, degli organi regolatori, degli organi di accensione.

Questo esame analitico che ha per il costruttore la massima importanza si deve completare collo studio di tutti gli altri organi accessori: ricuperatori e raffreddatori di acqua, silenziosi, apparati lubrificatori, ecc., e con quello della generale disposizione di insieme delle macchine veloci ad uno o più cilindri.

2. Della distribuzione in generale. Calcolo delle valvole. — Esaminiamo dapprima la *distribuzione*, come quella che assicura la regolare successione delle fasi nel ciclo, e che dà il carattere e la fisonomia a tutto l'insieme della macchina.

La distribuzione è ottenuta esclusivamente a mezzo di valvole coniche; ogni altro sistema, salvo che nei motori a due tempi a stantuffo distributore, è stato abbandonato. La prima condizione per il regolare funzionamento di una valvola è che la sezione di passaggio, che essa offre al fluido nella sua apertura, non sia inferiore a quanto occorre per ottenere una velocità media di flusso determinata, velocità che solitamente viene fissata dall'esperienza.

I dati relativi a questa velocità media sperimentale sono assai varii. Qualcuno ritiene che essa non debba mai sorpassare i 25-30 metri al 1″; nei motori più veloci di automobile e di aviazione si arriva però anche a m. 70.

Consideriamo colla figura 118 la sezione di una valvola di distribuzione nel momento della sua massima alzata (h). La sezione libera o sarà data da $o = \pi d_1 h \operatorname{sen} \alpha$.

Si indica con α l'angolo al vertice del cono della sede della valvola e con d_1 il diametro medio di questa. Per $\alpha = 45°$ il valore di o diviene

$$o = \pi d' . 0{,}70\, h.$$

Se però la larghezza della sede è piccola di fronte all'alzata può anche scriversi con sufficiente esattezza $o = \pi d' . h$. In questa ipotesi il massimo di corsa utile della valvola è $\frac{d^1}{4}$ in quanto ogni ulteriore aumento darebbe una sezione $o > h' \frac{\pi d^2_o}{4}$.

Suppongasi la valvola applicata ad un cilindro in cui il volume generato al 1'' sia V_c in mc., il diametro D_c, la corsa s, n il numero dei giri e V la velocità dello stantuffo.

Una velocità media v nel passaggio della valvola esigerà una sezione:

$$o = \frac{V_c}{v} = \frac{\pi D_c^2}{4} \cdot \frac{V}{v}$$

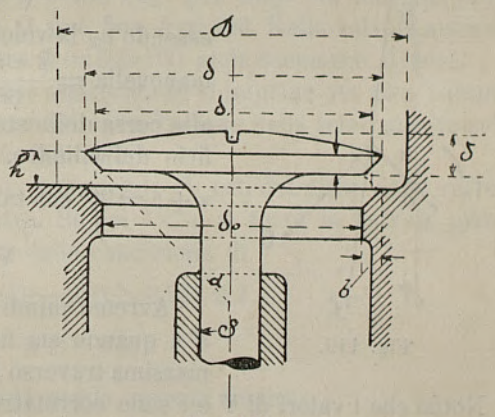


Fig. 118.

conseguentemente per piccole alzate, come sono quelle che si verificano nei motori veloci, sarà:

$$\pi d' . 0{,}70 . h = \frac{\pi D_c^2}{4} \cdot \frac{V}{v}$$

cioè:

$$d' h = \frac{1}{2{,}2} \frac{\pi D_c^2}{4} \frac{V}{v};$$

or poichè $V = \frac{2 s n}{60}$ sarà anche:

$$d' . h = \frac{1}{2{,}2} \cdot \frac{\pi D_c^2}{4} \cdot \frac{1}{v} \cdot \frac{2 s n}{60}.$$

Or noi sappiamo che la velocità dello stantuffo V è un elemento variabile lungo la corsa che assume il valor massimo quando biella e manovella siano fra loro perpendicolari, e sia cioè $\alpha + \beta = 90°$, cosa di cui è facile convincersi colla figura 119 che rappresenta colle ordinate della curva A le variazioni della velocità dello stantuffo lungo la corsa.

Naturalmente trattandosi di biella finita la curva A non è simmetrica nell'andata e nel ritorno dello stantuffo; poichè il massimo di velocità

avendo luogo per le posizioni in cui biella e manovella sono normali, ciò non ha luogo esattamente a metà corsa, salvo che si ritenga la biella infinita.

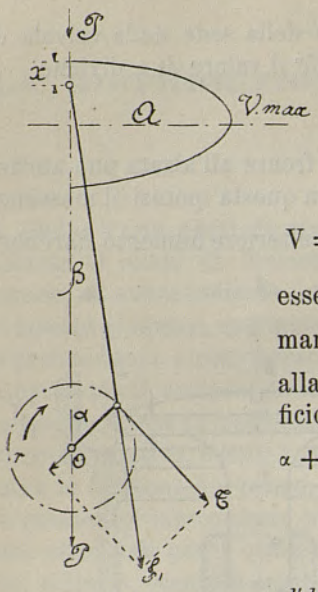


Fig. 119.

Le corse x a partire dal punto morto, se r è il raggio di manovella e l la lunghezza della biella, sono date da

$$x = r\left(1 - \cos\alpha \pm \frac{1}{2}\,\frac{r}{l}\,\mathrm{sen}^2\,\alpha\right)$$

e la velocità variabile dà:

$$V = v_m\,\mathrm{sen}\,\alpha\left(1 \pm \frac{r}{l}\,\cos\alpha\right) = v_m\,\frac{\mathrm{sen}\,(\alpha \pm \beta)}{\cos\beta}$$

essendo v_m la velocità uniforme alla periferia della manovella $= \dfrac{2\,\pi\,r\,n}{60}$. I segni positivi si applicano alla corsa dello stantuffo in avanti, cioè verso l'orificio del cilindro. Il massimo di V ha luogo per $\alpha + \beta = 90°$ con $\mathrm{tang}\,\beta = \dfrac{r}{l}$ e quindi, per $\dfrac{r}{l} = 5$

$$V_{max} = 1{,}60\;v_m.$$

Avremo quindi modo di determinare il prodotto $d'\,h$ quando sia fissato il valore di v_{max}, velocità massima traverso la valvola, in base al massimo V. Notisi che i valori di V e v sono correlativi, cioè crescono nello stesso rapporto. Stabilita quindi una velocità media di 30^m al 1$''$ traverso la valvola noi avremo il valor massimo della velocità con $30 \times 1{,}60 = 48^m$ per $r/l = 5$.

Con questi dati essendo noti D_c, s, n resta a determinare il rapporto tra d' ed h.

I motori veloci a grandi giri presentano, sotto questo aspetto, delle condizioni sensibilmente diverse da quelle dei motori ordinari lenti. La frequenza colla quale si ripete il moto alternato delle valvole, il tempo necessario al loro ritorno sulla sede consigliarono i costruttori a dare all'alzata un valore minore che nelle macchine ordinarie. Così, in luogo dell'alzata massima $\dfrac{d_1}{4}$ si discende a $\dfrac{d_1}{6}$ e nei motori più veloci per automobili a $\dfrac{d_1}{10}$ ed anche talvolta $\dfrac{d_1}{15}$ portando al massimo la velocità v, cosa però da non consigliare per gli impieghi industriali di queste macchine. Qualche altro propone di fare $h = 2\,a$, essendo a l'altezza della parte troncoconica della valvola.

Per utilizzare tale regola occorre determinare a. Per questo, le norme relative al logoramento ed al ricalco delle valvole nei colpi ripetuti consigliano di assumere la proiezione b eguale — dalle piccole alle grosse macchine veloci — da 2,5 a 5 mill., ovvero $a = 0{,}01\;d_1 + \begin{cases} 2{,}5 \\ 4. \end{cases}$

L'angolo del cono α si tiene poi alquanto maggiore di 45°.

Fissati questi rapporti tra d_1 ed h, la sola incognita della equazione è d_1 (diametro medio della valvola) da cui si deducono facilmente i valori di d_o e di d, diametro esterno massimo della valvola.

Quanto allo spessore δ minimo della valvola esso si deduce da considerazioni riflettenti la resistenza del disco piano, appoggiato sull'orlo e soggetto alla massima pressione di esplosione o di combustione. Essendo δ in cm. e la pressione massima p_m in chg. per cmq. ed il diametro d_o in cm. si ha:

$$\delta = \sqrt{\frac{p_m \cdot d_o^2}{4 \cdot k}};$$

per valvole di acciaio, ponesi $k = 450$ chg. per cmq. Ma tenendo conto della smerigliatura frequente si può fare $k = 400$. Nelle valvole automatiche di aspirazione si potrà fare $k = 600\text{-}700$ onde scemarne il peso.

La tenuta delle valvole è bene assicurata se si impiega per esse l'acciaio al nichel, poichè le sue deformazioni sotto l'azione della temperatura sono minime. Con esso può farsi $k = 600\text{-}800$.

Si verificherà che δ sia $> a$, accordando gli orli del disco delle valvole collo spessore massimo al centro. Se poi $\delta < a$ si terrà la valvola piana.

Il diametro D è pure fissato dalla condizione di

$$0{,}785\,(D^2 - d^2) > 0{,}785\,d_o^2$$

essendo

$$d \geq 1{,}6\,d_o.$$

Per lo stelo delle valvole è in uso la formola empirica

$$\text{mm. } s = \frac{1}{8}\,d_o + 5 \sim \frac{1}{7}\,d_o + 4.$$

Ci resta a fissare un elemento importante nelle valvole e cioè le molle, che servono a ricondurre le valvole alla loro sede ed a mantenervele. Non è il calcolo delle molle che ci interessa, in quanto il medesimo può farsi coi metodi noti, ma il loro sforzo di tensione.

Or questo non è indifferente al buon funzionamento, poichè un eccesso di tensione provoca un lavoro maggiore nell'alzata della valvola, che non è restituito nella discesa. È necessario distinguere due casi per le molle: quello delle valvole automatiche talvolta applicate come valvole di ammissione nei motori di piccole dimensioni, e quello delle valvole comandate.

Nelle valvole comandate è regola di dare alle molle la tensione di chg. 0,4 a 0,7 per cmq. della superficie del cono della valvola, e ciò anche a seconda del peso della valvola e dello stelo, in quanto, al ritorno, la molla deve vincere l'inerzia di questi organi.

Nelle valvole automatiche ha ancor maggiore importanza la tensione delle molle, specie nei motori veloci, in quanto il rendimento volumetrico della corsa di aspirazione dipende da essa. I dati pratici al riguardo sono molto deficienti. Ma vi possono supplire le seguenti considerazioni teoriche.

Siano: G il peso della valvola, h l'alzata, v la velocità, t il tempo necessario per l'alzata o la discesa, P il carico della molla. Sarà

$$P\,h = \frac{1}{2}\,\frac{G}{g}\,v^2 \qquad P\,t = \frac{G}{g}\,v$$

posto $$t = g\,v = \sqrt{\frac{2\,h}{g}}.$$

Si trova per la forza media P_f il valore:

$$P_f = \frac{2\,G\,h}{g\,t^2} \quad \text{e il tempo} \quad t = \sqrt{\frac{2\,G\,h}{g\,P_f}}.$$

Così si ha la misura della tensione media della molla, e quindi il grado di depressione interna per produrre l'apertura con data molla, e ciò senza tener conto dell'attrito dello stelo. Se le valvole si aprono verso il basso, si può ritenere l'attrito dello stelo compensato dal peso della valvola.

Tutto ciò serve per la fase aspirante del motore. Una valvola di ammissione automatica si apre verso l'interno del cilindro, e se è automatica è mantenuta aderente alla sede, principalmente dalla pressione interna. La molla ha lo scopo di assicurare l'esattezza della chiusura, evitando ogni perdita al principio della compressione. Le valvole di ammissione automatiche, la cui alzata è sempre piccola, si trovano in tali condizioni di funzionamento da dare un rendimento volumetrico assai limitato, sia per ritardo all'apertura come per ritardo alla chiusura. Potrebbe essere rimedio a questo fatto il provvedere il cilindro di più valvole automatiche piccole a poca alzata; ma l'unico vantaggio del sistema, che lo può rendere adatto ai piccoli motori, è quello della semplicità, che verrebbe compromesso da tale ripiego. Di conseguenza la valvola di ammissione automatica è illogica, e tollerabile soltanto nei motori di piccola forza, dove possa bastare una valvola di aspirazione di 30-40 millimetri di diametro, con una corsa di 3 a 5 millimetri.

Quindi l'impiego delle valvole di ammissione comandate si impone nei motori di forza non troppo piccola e che devono dare un buon rendimento.

Le *valvole di scarico* si costruiscono solitamente, nei motori veloci di piccola e media forza, delle stesse dimensioni, alzata, e soggette alle stesse tensioni di molla delle valvole di ammissione. Ragioni abbastanza evidenti consiglierebbero, per lo scarico, valvole alquanto più grandi e tensioni di molla alquanto più potenti. Ma, specie se si tratta di motori a più cilindri, ove il numero delle valvole è abbastanza elevato, la facilità ed economia dei ricambi consiglia l'uniformità delle misure. Del resto, siccome le alzate delle valvole di ammissione sono tenute sempre minori del massimo utile, come si è visto, si ha sempre mezzo, volendo, di dare alle valvole di scarico una alzata maggiore.

Questo documento è stato
scaricato GRATUITAMENTE
Da www.iw1axr.eu/auto.htm

Questo documento è stato
scaricato GRATUITAMENTE
Da www.iw1axr.eu/auto.htm

Questo documento è stato
scaricato GRATUITAMENTE
Da www.iw1axr.eu/auto.htm

Questo documento è stato
scaricato GRATUITAMENTE
Da www.iw1axr.eu/auto.htm

Quanto al materiale di cui si formano le valvole è uso costruirle con acciaio di ottima qualità semidolce; preferibile è l'impiego dell'acciaio al nichel che, con determinate proporzioni di acciaio e di nichel, oltre al possedere grande resistenza ed elasticità, possiede pure la dote preziosa di un coefficiente di dilatazione quasi nullo. Altre leghe di metalli speciali (per es. il vanadio) coll'acciaio offrono proprietà di resistenza ed allungamento contemporanee che ne rendono assai utile l'impiego nei motori veloci, quando si voglia accoppiare alla resistenza l'estrema leggerezza.

3. **Disposizione delle valvole e del loro comando.** — Le principali disposizioni in uso per valvole comandate sono indicate nelle figure 120 a 124.

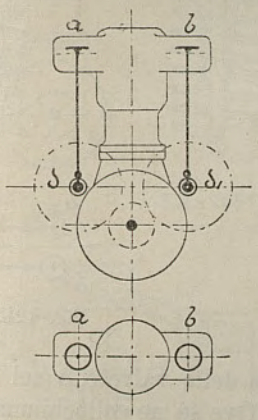


Fig. 120.

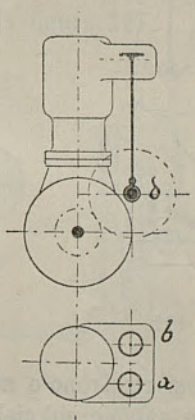


Fig. 121.

Il tipo di costruzione del motore veloce (pilon), la natura della miscela combustibile e quindi il grado di compressione, prescrivono quasi il modo di disposizione delle valvole sul cilindro ed il modo del loro comando.

La disposizione più semplice è quella in cui le valvole sono disposte dalle due parti del cilindro simmetricamente, da una parte la valvola di ammissione *a* e dall'altra quella di scarico *b* (fig. 120) conservando la stessa disposizione se si tratta di più cilindri successivi, per modo che un albero distributore comanda una serie di valvole e un altro dal lato opposto comanda la seconda serie. Questo sistema, che è semplice ed ha il vantaggio di separare nettamente gli organi di ammissione da quelli di scarico, ha però diversi inconvenienti: uno dal lato costruttivo, e cioè, la necessità di due alberi di distribuzione *d d'* e dei relativi comandi; l'altro, che influisce sul funzionamento, la impossibilità di foggiare una camera di compressione abbastanza piccola quale è necessaria per avere un buon rendimento dai motori, specialmente per alcuni tipi di fluido in azione.

Migliore è dunque dal lato dell'economia di costruzione e per la possibilità di ridurre la camera, la disposizione a due valvole collocate entrambe dalla stessa parte del cilindro, come a figura 121. L'albero distributore *d* è

allora unico, e la camera di compressione subisce una riduzione almeno equivalente al condotto di comunicazione delle valvole col cilindro.

Ma neppure questa disposizione è sufficiente a dare una buona compressione per i fluidi che la richiedono. Se s'impiega il gas povero, se s'impiegano i combustibili liquidi con iniezione separata a fine di compressione, è d'uopo ricorrere a disposizioni più efficaci per diminuire la camera, e tali

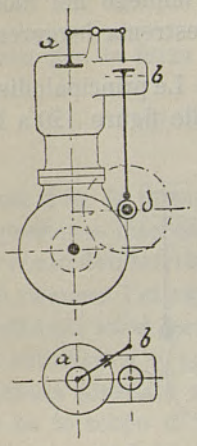


Fig. 122.

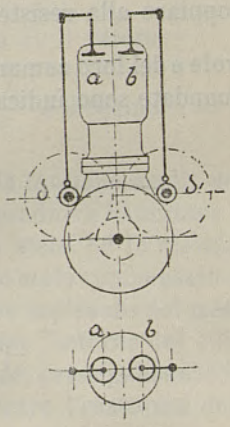


Fig. 123.

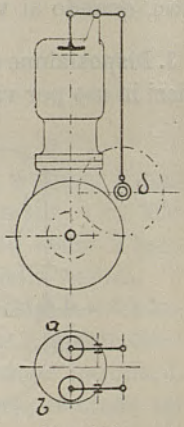


Fig. 124.

disposizioni si risolvono o nel collocare una delle valvole, o nel collocare entrambe le valvole sul cielo del cilindro. Ove se ne collochi una sola sul cielo, questa generalmente è la valvola di ammissione.

Naturalmente il comando allora si complica alquanto, poichè mentre riesce semplice la manovra della valvola dal basso all'alto, riesce meno semplice, per la necessità di leve intermedie, la manovra dall'alto al basso. Ma tale complicazione è del resto indispensabile se si vuole raggiungere lo scopo di una camera di compressione assai ridotta.

Delle varie disposizioni con valvole sul cielo dànno esempio le seguenti figure:

Figura 122. Una valvola laterale *b* ed una sul cielo *a*; comando mediante un unico albero di distribuzione *d*;

» 123. Entrambe le valvole *a b* sul cielo; comando mediante due alberi di distribuzione *d d'*;

» 124. Entrambe le valvole *a b* sul cielo, comando mediante un unico albero di distribuzione *d*.

Del modo come è guidato il fusto delle valvole dànno indicazione le figure 125 [1-2]. È bene che il fusto sia ingrossato nella guida. Colla prima figura laguida *a* fa parte di getto del corpo della camera della valvola; colla seconda figura la guida *a* è riportata a vite.

Finora abbiamo indicato le disposizioni per valvole di distribuzione comandate. Nel caso di piccoli motori per ragione di semplicità si usano

ancora le valvole automatiche, per l'ammissione. In tal caso le valvole si dispongono d'ordinario così che la valvola di scarico comandata sta al di sotto, e quella d'ammissione automatica al di sopra, dando alla stessa la forma della figura 126, dove *a* è la valvola, *b* la guida e *c* il tappo di chiusura.

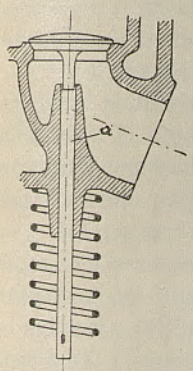


Fig. 125 [1].

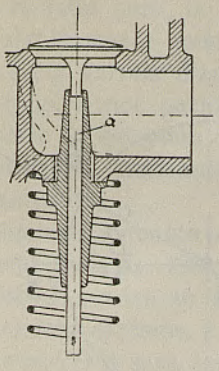


Fig. 125 [2].

Una disposizione di valvola applicata al coperchio del cilindro, e che comprende insieme una valvola automatica D di aspirazione, ed una E di scarico comandata, aventi lo stesso asse, è indicata nella figura 127.

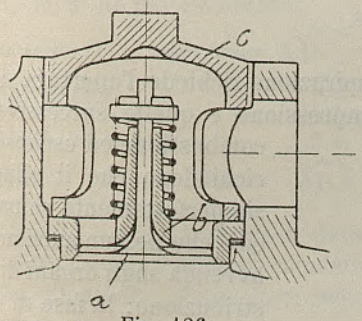


Fig. 126.

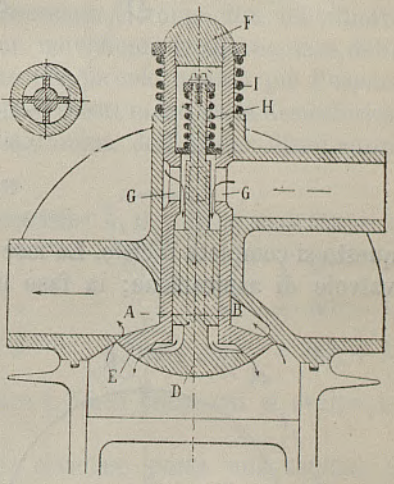


Fig. 127.

4. Registrazione della distribuzione. — Vediamo ora come si faccia il comando delle valvole e il tracciamento delle camme, in base alla distribuzione. Il fissare la distribuzione, onde le fasi si succedano nel modo esatto richiesto dalla teoria e dalla pratica, è argomento di grande importanza, e le norme che ne risultano sono pure quelle che guidano nel fissare gli organi di comando sopra una macchina costrutta, operazione che dicesi *registrazione della distribuzione*. Una distribuzione ben registrata assicura, non solo il regolare funzionamento, ma anche lo sviluppo normale della forza.

Perchè la distribuzione sia ben registrata occorre che le fasi di funzionamento si susseguano come nel diagramma teorico. Si comprende dunque sotto il nome generico di registrazione anche quella dell'accensione, della quale diremo in capitolo apposito, limitandoci qui all'esame del movimento delle valvole.

In un motore a quattro tempi (sia ad esplosione, sia a combustione tipo Diesel) l'albero distributore deve compiere un numero di giri che è la metà di quelli compiuti dall'albero motore, perchè appunto in due giri di

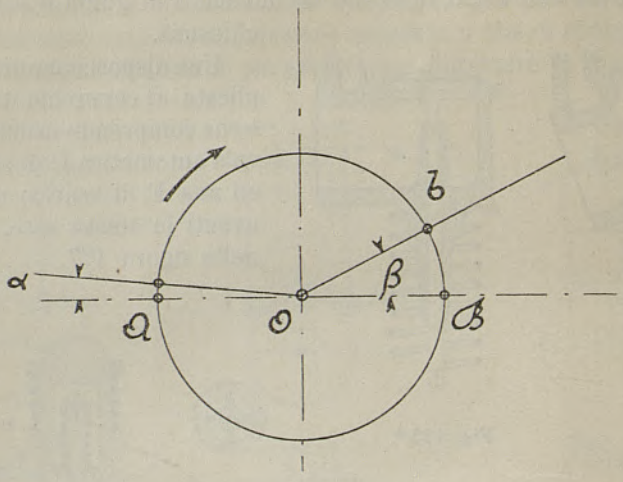


Fig. 128.

questo si completa il ciclo. La fase di aspirazione richiede l'apertura delle valvole di aspirazione; la fase di compressione e quelle successive di combustione ed espansione richiedono che il cilindro sia perfettamente chiuso, e cioè che nessun movimento avvenga sugli organi di distribuzione; la fase di scarico richiede la apertura della valvola di scarico. Se consideriamo (fig. 128) quindi la manovella motrice e il circolo da essa percorso, a centro O, posto che AB rappresenta la corsa dello stantuffo, sarà, seguendo il senso di moto della freccia: 1° $\widehat{AB}$ fase di aspirazione; 2° $\widehat{BA}$ compressione; 3° $\widehat{A'B}$ combustione ed espansione; 4° $\widehat{BA}$ scarico. L'angolo α rappresenta un leggero ritardo all'ammissione, e l'angolo β una precessione allo scarico sicchè la fase di scarico è $b\,B\,A$.

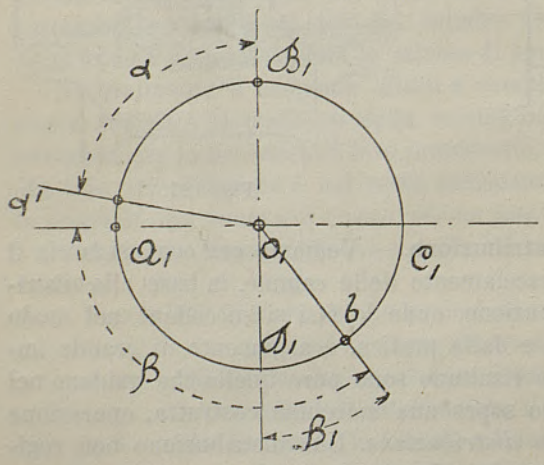


Fig. 129.

Riferite queste fasi all'albero distributore, ad ogni mezzo giro della manovella corrisponde un quadrante della rotazione di esso; onde (fig. 129)

partendo dall'origine A_1 del movimento si avrà in teoria: $A_1 B_1$ ammissione, $B_1 C_1$ compressione, $C_1 D_1$ combustione ad espansione, $D_1 A_1$ scarico.

Notisi che siccome la velocità angolare della manovella è doppia di quella dell'albero distributore, così deve essere per gli angoli di spostamento $\beta_1 = \beta/2$ e $\alpha_1 = \alpha/2$. In fatto però, la pratica suggerisce di fare qualche variante all'ordine strettamente geometrico. E le varianti sono:

1. L'apertura della valvola d'ammissione anzichè cominciare in A comincia alquanto dopo, e cioè pochi gradi ($\alpha = 3° \sim 6°$) più avanti di A, allo scopo di assicurare la completa chiusura dello scarico, evitando, per eventuali comunicazioni tra l'ammissione e lo scarico, la esplosione della miscela nella aspirazione;

2. Lo scarico comincia alquanto prima della fine della corsa di espansione, in b ($\beta = 20°$ a $30°$ nella fig. 128), allo scopo di evitare troppo grande resistenza nel condotto di scarico, se la pressione è troppo alta nel cilindro al momento dell'inversione di corsa, e un movimento meno regolare della macchina. L'angolo $\beta = b\,O\,B$ sarà tanto più piccolo quanto più l'espansione sia grande, e cioè la pressione finale si scosti meno dalla atmosferica. Riportando i punti caratteristici sul diagramma dell'albero distributore (fig. 129) si ha per risultato:

ammissione	albero motore	$\widehat{A\,B - \alpha}$	albero distributore	$\widehat{A_1 B_1 - \alpha_1}$	= angolo	$90° - \alpha_1$
compressione	»	$\widehat{B\,A}$	»	$\widehat{B_1 C_1}$	= »	$90°$
combust. ed espans.	»	$\widehat{A\,b}$	»	$\widehat{C_1 b}$	= »	$90° - \beta_1$
scarico	»	$\widehat{b\,B\,A}$	»	$\widehat{b\,D_1 A_1}$	= »	$90° + \beta_1$

Gli angoli α_1 e β_1 servono a determinare i limiti entro cui si svolge la profilatura delle camme di comando.

Se gli alberi distributori sono due, ciascuno porta una camma, e comanda una fase.

Se il motore è a due fasi, il diagramma dell'albero motore si confonde con quello dell'albero distributore.

Qualcuno propone di portare alquanto al di là di B (fig. 128) la durata della fase di ammissione (8°-10°), onde meglio assicurare, coll'inerzia della massa gasosa espirata in movimento, il riempimento al cilindro.

5. Del comando della distribuzione. — Entriamo ora ad esaminare più specialmente il tipo di comando classico dei nostri motori veloci.

Questo tipo è rappresentato nella figura 130. Sull'albero distributore è la camma il cui circolo di base è A. Il risalto della camma sul circolo di base è h'; ma la salita effettiva non è h' ma h, essendo essa diminuita del gioco a esistente tra lo spingitoio m e l'asta della valvola.

Il gioco a (ord. di 1 mm.) ha due scopi: uno di permettere la libera dilatazione dello stelo, e senza questa previsione, sarebbe ben difficile assicurare la tenuta della valvola; l'altro di permettere all'asta m dello

spingitoio di prendere una certa velocità prima di venire a contatto collo stelo, ciò che permette un'apertura brusca della valvola, ed impedisce la sua brusca chiusura. Ne risulta che l'alzata effettiva della valvola sarà $h' - a = h$. La parte tratteggiata è quindi la parte veramente utile della camma; essa ha per base il circolo B distante da A della grandezza a.

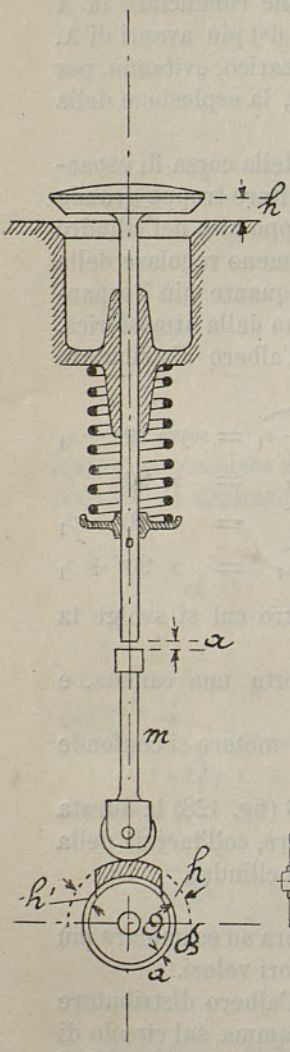


Fig. 130.

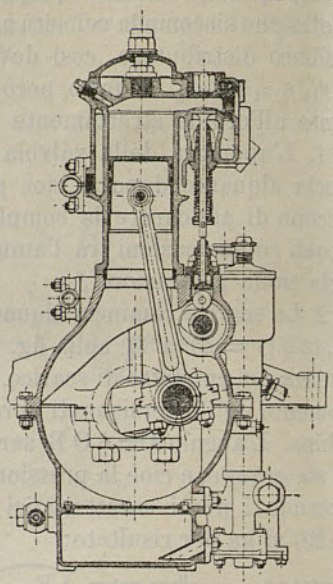


Fig. 131.

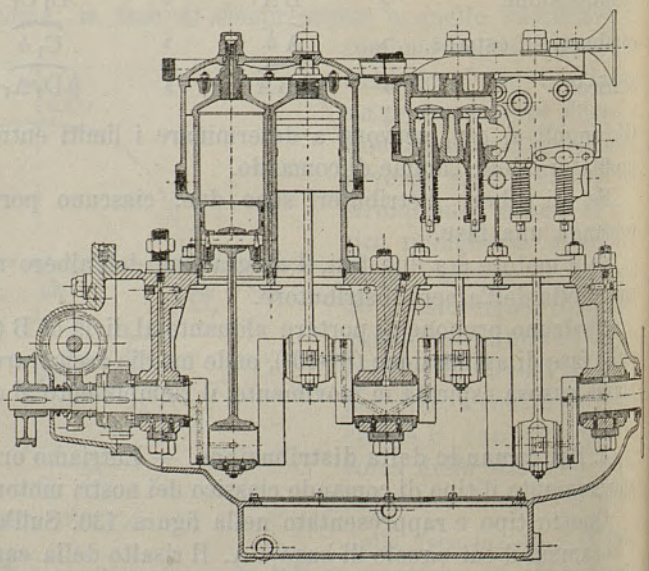


Fig. 132.

Riproduciamo qui colle figure 131, 132, l'insieme di un motore a quattro cilindri per automobile, secondo il tipo più recente della casa De Dion, nel

quale risulta l'insieme delle particolarità accennate, specie pel comando delle valvole, le quali sono tutte disposte su un lato e comandate con un unico albero di distribuzione. Avremo occasione di richiamarci a questa stessa figura per altre particolarità che verremo in appresso esaminando.

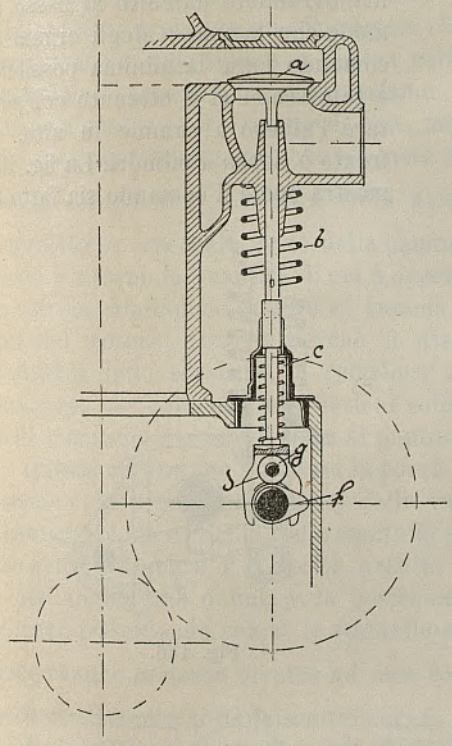


Fig. 133.

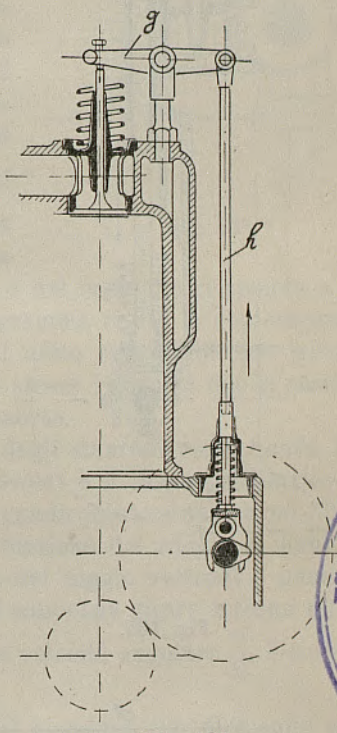


Fig. 134.

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

Colla figura 133 diamo un'altra disposizione recente pel comando della valvola a, nella quale l'albero di distribuzione è abbracciato in corrispondenza alla camma f da due sporti d tra i quali è il rullo g, e che formano parte della porzione inferiore dello stelo di comando, obbligato colla piccola molla c a mantenere il contatto colla camma.

Il comando delle valvole è certamente meno semplice quando si deve fare dall'alto, come è necessario per le valvole applicate al coperchio, disposizione questa che tende a prendere voga collo stabilirsi dell'indirizzo favorevole alle alte compressioni.

In questo caso o si agisce dalla camma sulla valvola col mezzo di leva g (fig. 134) e allora l'asta h è comandata per spinta della camma, da sotto in su. Ovvero si agisce sulla valvola senza intermedio di leva, e allora la camma agisce sull'asta h per trazione dall'alto al basso (fig. 135).

Al meccanismo della figura 135 può essere sostituita la disposizione della figura 136 ove l'albero distributore colla camma *m* agisce sull'asta *h* mediante la leva intermedia *g*.

Si è cercato di disporre il comando delle valvole sul coperchio manovrandole dall'alto al basso, in modo che la massa degli organi di comando fosse la minima possibile, e tale scopo si è ottenuto col portare l'albero a camme in alto, di fronte o sopra i cilindri. La fig. 137 mostra come il comando sia fatto in

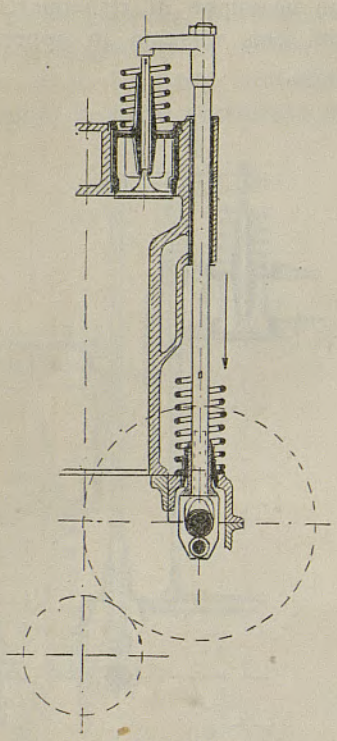


Fig. 135.

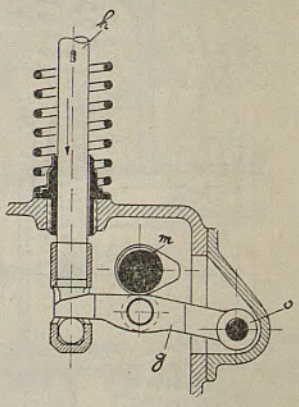


Fig. 136.

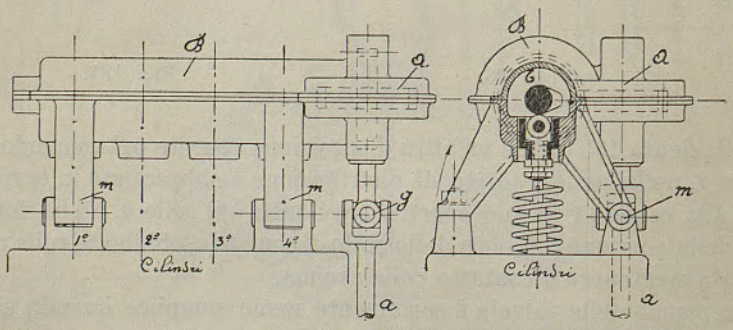


Fig. 137.

alto sopra i cilindri. L'albero distributore è riportato in alto in *b* (chiuso nella capsula B) per mezzo dell'albero *a*, il giunto cardanico *g*, e la coppia elicoidale racchiusa nella capsula A. Detto albero a camme *b* comanda le quattro valvole 1ª, 2ª, 3ª, 4ª di ammissione. Onde rendere smontabili le valvole tutto il gruppo è articolato in *m*.

Si ottiene di tenere le valvole in alto completamente libere col disporre l'albero distributore b (fig. 138) fuori dell'asse del cilindro e parallelo a questo, azionando lo stelo delle valvole coll'intermedio della leva g_1.

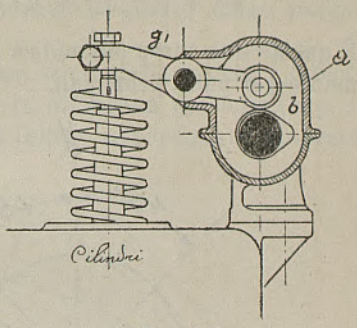


Fig. 138.

6. **Diagramma della distribuzione.** — Vi è modo di tracciare un diagramma che corrisponda al diagramma di Zeuner nelle macchine a vapore? Se consideriamo il circolo a centro O, un raggio di esso, mobile con velocità angolare che sia metà di quella dell'albero $\frac{\omega}{2}$, ci darà colle parti intercette su esso dalla base della camma al suo contorno la quantità di cui è aperta la valvola. Ma poichè un giro di camma, o del raggio, corrisponde a due giri del motore, occorre, perchè il diagramma ci dia la contemporanea posizione dello stantuffo in relazione al detto raggio vettore, tracciare una curva che colle sue intersezioni collo stesso raggio ci dia la posizione dello stantuffo, per es. rispetto al punto morto.

Questa curva (che può dirsi la curva degli stantuffi, come quella della camma è la curva delle alzate delle valvole) è il luogo geometrico dell'asse del piede di biella dello stantuffo quando questo si sposta nel cilindro con velocità lineare V (velocità nota in funzione del raggio di manovella e dell'angolo che definisce la posizione del raggio vettore) e quando il cilindro trascinando con sè lo stantuffo si supponga girare intorno all'asse delle camme in senso inverso ad esso con velocità angolare $\frac{\omega}{2}$. Ecco come geometricamente si definisce tal curva.

I centri degli stantuffi (piedi di biella) giacciono (fig. 139) sulle estremità di una retta di lunghezza costante, la biella, appoggiante all'altro estremo su un circolo (quello della manovella) e tale che i due raggi vettori collegati alle due estremità della biella sono bisecati dal diametro orizzontale d'origine O x.

L'equazione del circolo è

$$x^2 + y^2 = r^2.$$

Pel punto P sarà:

$$x_o = r \cos \alpha \qquad y_o = r \operatorname{sen} \alpha.$$

Pel punto M sarà, detta l la lunghezza della biella:

$$(x_1 - x_o)^2 + (y_1 - y_o)^2 = l^2;$$

quindi

$$(x_1 - r \cos \alpha)^2 + (y_1 - r \operatorname{sen} \alpha)^2 = l^2$$

cui si aggiunge la condizione:

$$y_1 = - x_1 \operatorname{tang} \alpha.$$

Si giunge facilmente, eliminando tra le due relazioni il valore di α, alla relazione:

$$(x_1^2 + y_1^2)(x_1^2 + y_1^2 + r^2 - l^2) - 4r^2(x_1^2 + y_1^2)^2 = 0$$

È questa una curva elissoidica del 6° grado. Ma se ne può fare il tracciamento per punti principali.

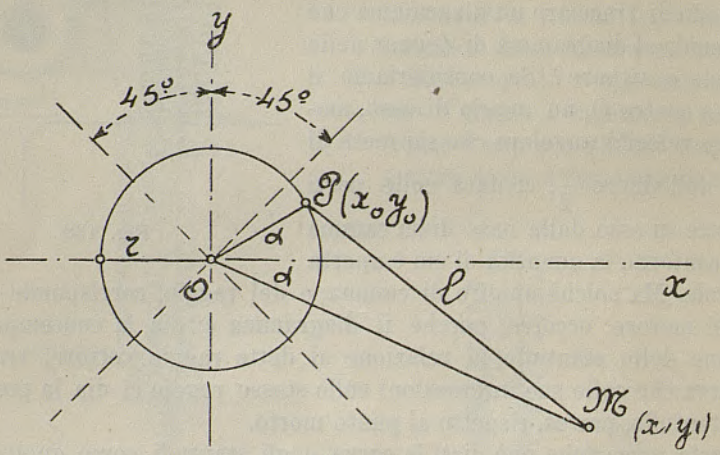


Fig. 139.

Se tracciamo due assi (punteggiati) a 45° dei principali per cui $x_1 = \pm y_1$ si ottengono i punti corrispondenti sulla curva che ha per equazione

$$x^2 + y^2 = l^2 - r^2$$

rappresentata da un circolo cioè che ha per raggio $\sqrt{l^2 - r^2}$ ed è quindi facile a costrurre.

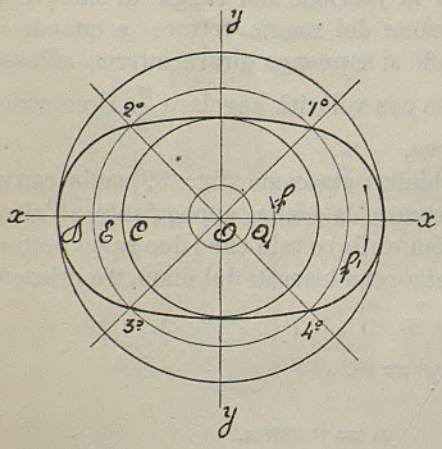


Fig. 140.

Se si fa $x_1 = o$ si trovano i punti sull'asse x e si trova

$$y = \pm l \pm r;$$

e così via si può determinare una serie di punti coi quali tracciare la curva.

Questa curva è rappresentata nella figura 140. Essa è simmetrica rispetto ai due assi Ox, Oy. Girando la manovella nel senso di f si dovrebbero seguire gli spostamenti dello stantuffo sulla curva nel senso di f, ma, per quanto detto, si possono seguire in senso inverso a condizione di prendere i punti simmetrici per rispetto all'asse orizzontale origine dei due spostamenti (bottone di manovella, e piede di biella). Quindi prendendo un

raggio vettore che giri nel senso di f intorno ad O, con velocità angolare $\frac{\omega}{2}$, si avrà, nel suo incontro con la curva degli stantuffi, la posizione dello stantuffo nel cilindro ad ogni istante, e l'incontro di questo stesso raggio colla camma darà l'apertura della valvola.

Nella figura 140 i raggi vettori girano nel senso della freccia. I circoli C D sono descritti con centro O, così che la differenza dei loro raggi è eguale a $2r$ (corsa); la corsa degli stantuffi (elisse schiacciata) è tangente

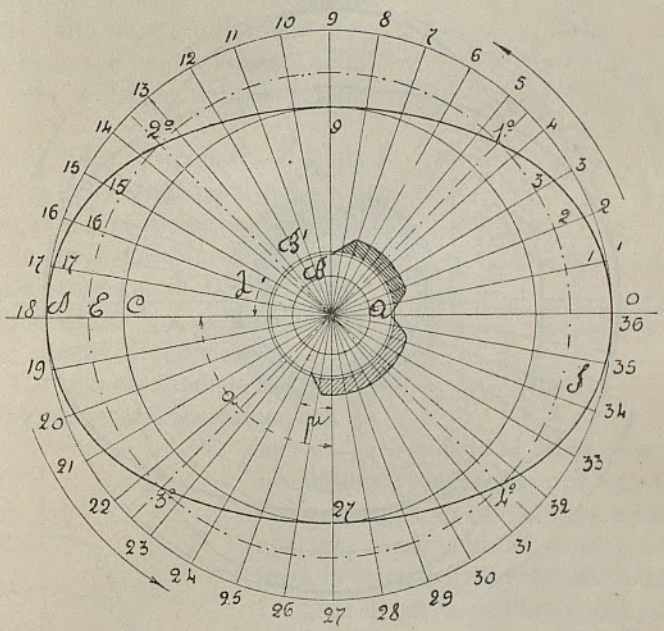


Fig. 141.

esternamente al circolo più piccolo, e internamente al grande. I punti 1°, 2°, 3°, 4° intersezioni della curva col circolo di raggio $\sqrt{l^2 - r^2}$ corrispondono alla massima velocità dello stantuffo.

Dopo ciò risulterà evidente il significato del diagramma rappresentato dalla figura 141, che si riferisce al motore a 4 tempi monocilindrico, tracciato per punti di 10 in 10 gradi. Ogni raggio vettore dà la distanza percorsa dallo stantuffo dal punto morto esterno nell'intervallo su esso intercetto dai circoli C D distanti fra loro di lunghezza eguale alla corsa; lo stesso raggio nella parte intercetta sulla camma dà l'apertura della valvola. Le due camme di ammissione e scarico sono tratteggiate diversamente; quella di scarico è più lunga. L'ammissione dura 90°. Lo scarico si apre 20° prima di fine corsa, e dura 110°. L'espansione ne dura 70°; μ è l'angolo di anticipo allo scarico, λ quello di anticipo alla accensione.

Dopo ciò sarà facile costrurre il tracciamento per i diversi tipi a 2-3-4-6-8 cilindri; e noi a titolo di esempio diamo la rappresentazione del tracciato per quattro cilindri (manovelle a 90°) colla figura 142 che dopo quanto fu detto sopra non richiede altra spiegazione.

Venendo ora al tracciamento del profilo delle camme, è bene ricordare che le due fasi influenzate dal movimento degli organi distributori sono le fasi di ammissione e scarico. Per avere una aspirazione rapida occorre

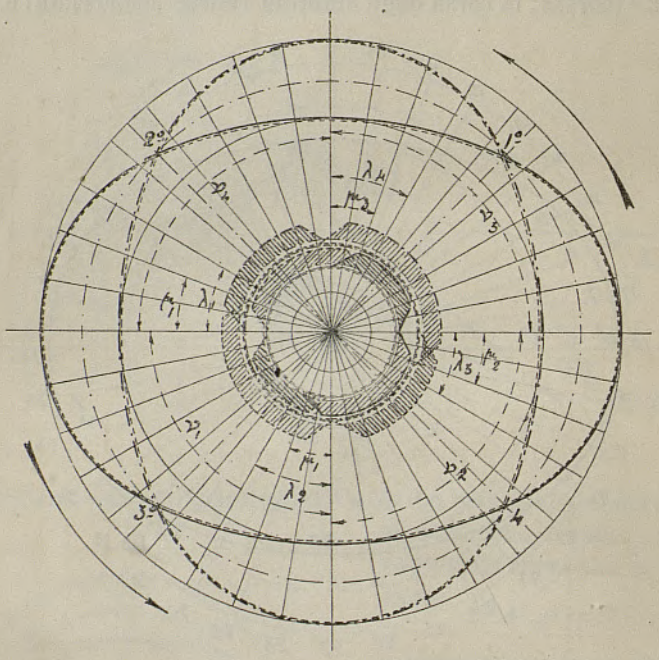


Fig. 142.

poter aprire un poco dopo il punto morto e il più bruscamente possibile un largo orificio di richiamo della miscela. La brusca ed ampia apertura è pure necessaria allo scarico. Alcuni costruttori pensarono che ciò si potesse ottenere con grandi valvole; ma esse hanno il grave inconveniente del peso, di una grande pressione sulla loro ampia superficie, e la conseguente esigenza di forti molle di richiamo, sicchè l'effetto di queste forze di inerzia riesce dannoso al buon funzionamento ed è contrario alla velocità del motore.

Restava dunque un solo rimedio, l'aumento dell'alzata, e la rapidità di questa. Si constata infatti che, se si ha un recipiente chiuso provvisto di valvola e contenente gas sotto forte pressione, è necessario un grande sforzo per spingere la valvola e in ogni caso la pressione decresce lentamente; mentre un piccolo colpo di martello sulla coda della valvola l'apre subito ed ampiamente, e la pressione cade quasi istantanea. E ciò è naturale, poichè con alzata forte e brutale il gas trova subito una uscita abbastanza ampia

che gli permette il passaggio senza eccesso di velocità, eccesso che è causa di turbinio interno della massa gasosa ostacolante il suo libero movimento. Così l'alzata forte e rapida può permettere con vantaggio del rendimento di scemare la precessione allo scarico.

Ordinariamente il tracciato delle camme, che ha grande importanza per i motori veloci, non è fatto con norme molto precise, e neppure tenendo conto delle condizioni suddette.

Secondo logica, l'apertura delle valvole dovrebbe seguire la legge di variazione delle velocità dello stantuffo che sono proporzionali al seno dell'angolo formato dalla manovella colla direzione del moto dello stantuffo.

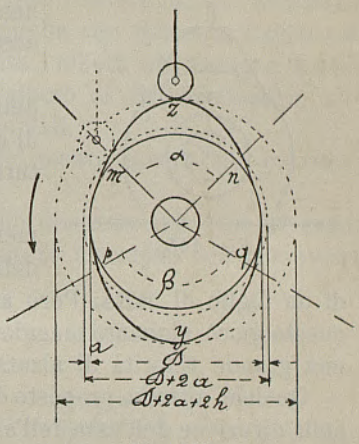


Fig. 143.

Fissato (fig. 143) il diametro D della parte cilindrica della camma, e il gioco a, il tracciamento si fa sul circolo $D + 2a$. Detta poi h l'alzata della valvola, il diametro esterno della camma sarà $D + 2a + 2h$. Sia mn l'arco di 90° cui corrisponde lo sporto della camma di ammissione, e pq l'arco (120°-110°) cui corrisponde la camma di scarico. La mezzeria delle camme cadrà in z ed y. Seguendo la legge suesposta la profilatura prenderebbe una forma curvilinea continua, in cui l'altezza massima di apertura corrisponde ai punti z ed y pei quali la velocità dallo stantuffo è massima. Le parti di curva nell'intervallo non producono alzamento della valvola. Una curva di tal genere ha due inconvenienti: l'uno che nei punti di primo contatto dello stelo col rullo si avrebbe su di esso una spinta troppo obliqua, l'altro che il periodo di apertura massimo è limitato ad un punto.

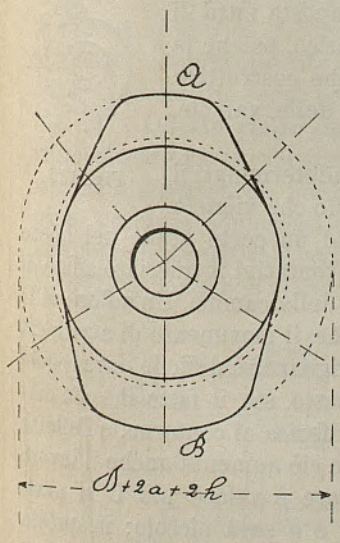


Fig. 144.

Il rimedio al primo inconveniente è che il primo elemento della curva della camma alla presa sia tangente al circolo di base. Il secondo che la apertura massima non abbia luogo in sol punto ma si prolunghi di un certo tratto. Anzi la tangente stessa può allora formare prolungata l'elemento della camma, fino ad incontrare il circolo $D + 2a + 2h$, sicchè la camma ha, come di solito, la forma di due linee rette unite con un arco di circolo, lo spigolo di unione essendo opportunamente raccordato (v. fig. 144).

Tale costruzione dà sempre buoni risultati colla camma di scarico, perchè la sua ampiezza è maggiore di quella di ammissione. Non così avviene sempre di quella di ammissione, per il fatto che le due tangenti possono facilmente, se l'altezza h è piccola, incontrarsi prima del circolo $D+2a+2h$. Si può rimediarvi (fig. 145) sia coll'aumentare il diametro $D+2a$, sia col formare la curva di tre parti: una tangente 1, 1', una circolare 2, ed una obliqua sulle due (3, 3') accordate convenientemente.

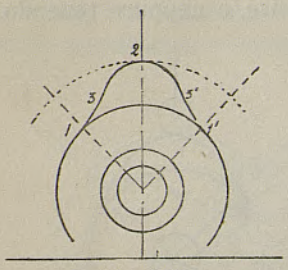


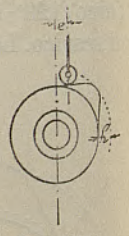
Fig. 145.

In questi casi la legge menzionata pel moto della valvola non esiste, ma la minore regolarità di apertura è compensata da una durata d'apertura massima assai maggiore.

Quanto all'entità del gioco, questo solitamente si tiene assai piccolo, tanto che tra lo stelo della valvola e lo spingitoio si abbia il gioco di un foglio di carta. Però alcuni propongono, e con ragione, di tenere questo gioco alquanto maggiore (fino a 1 mm. e anche 2), con che ottiensi una grande velocità di alzata, realizzando i benefizi che ne conseguono.

Qualche altro ha proposto di spostare l'asse della valvola sì che non cada nella direzione dell'asse dell'albero distributore (fig. 146). È facile verificare che con questo mezzo si ottiene una levata più rapida e forte, anzi essa è alquanto maggiore dell'altezza h della camma.

Non crediamo opportuno discutere la proposta fatta di una camma unica per l'ammissione e lo scarico, poichè la lieve semplificazione che si introduce di ordine costruttivo genera delle inesattezze nel funzionamento delle valvole, non compensate dalla prima.


Fig. 146.

Degli elementi della camma sono però indeterminati il diametro di base D ed il diametro d del rullo che viene a contatto con esso. Questi elementi sono fino ad un certo grado nel libero arbitrio del costruttore, il quale modifica per tentativi il tracciato affine di ottenere la forma più appropriata del risalto della camma. Un valore di D grande ed uno d piccolo sono favorevoli a che il movimento di alzata sia regolare senza urti obliqui sullo stelo. Ma al riguardo è difficile dare regole precise, perchè, se geometricamente ciò è esatto, sta il fatto che con diametro D troppo grande cresce la velocità periferica al contorno, e l'effetto dell'urto della camma sullo stelo in riposo; e ciò aumenta anche il lavoro passivo della distribuzione. Onde più il motore è veloce più D si avvicinerà al diametro δ dell'albero distributore e d sarà piccolo; in questo caso $D = 1{,}4\,\delta \sim 1{,}8\,\delta$ e $d = 0{,}30\,D \sim 0{,}40\,D$; per motori meno veloci $D = 1{,}8\,\delta \sim 2{,}5\,\delta$ e $d = 0{,}20\,D \sim 0{,}30\,D$. Quanto alla larghezza dei rulli e delle camme (solitamente d'acciaio temperato, specie i rulli) questa varia fra 0,20 D e 0,30 D. La pressione sul rullo non deve però oltrepassare 200-250 chg. per cm. di larghezza come massimo.

Le camme o sono fissate esattamente all'albero di distribuzione con chiavetta e spina, o fanno parte rigidamente dell'albero stesso.

Il movimento delle valvole che si aprono dall'alto al basso, come è di quelle applicate sul coperchio, richiede un sistema di leve per la manovra. Le leve devono essere robuste quanto occorre per evitare deformazioni, cosa tanto più facile a verificarsi nel movimento veloce di queste macchine.

La disposizione può essere varia: o quella che presenta l'albero di distribuzione in basso, o quella che presenta l'albero distributore in alto. Si riporta in tal caso il movimento dell'albero di distribuzione in alto mediante albero verticale e due coppie elicoidali.

Ma non è il caso che, data l'indole del nostro lavoro, noi entriamo in troppo minuti dettagli di costruzione.

Camme di decompressione. — Il piccolo diametro dei cilindri rende agevole la messa in marcia a mano di queste macchine con manovella, come si fa nelle automobili. Però, se il cilindro ha un diametro maggiore di 130 mm. e se si tratta di più cilindri riuniti (4, ovvero 6), nel qual caso lo sforzo di compressione è continuo, è opportuno provvedere ad un mezzo per diminuire la compressione alla messa in moto. Ciò viene fatto col provvedere la camma di scarico di un rialzo *a* in posizione diametralmente opposta o quasi a quella che serve per lo scarico (fig. 147). Questo rialzo apre durante la compressione la valvola di scarico lasciando sfuggire un poco di miscela utile, sicchè la compressione scema. Ordinariamente il rialzo fa parte di una bussola scorrevole sull'albero di distribuzione su chiavetta fissa, che si mette a posto e si ritira con manovra apposita nel momento opportuno.

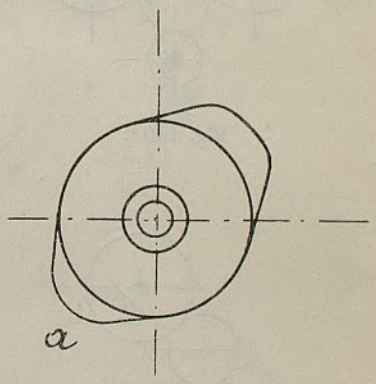


Fig. 147.

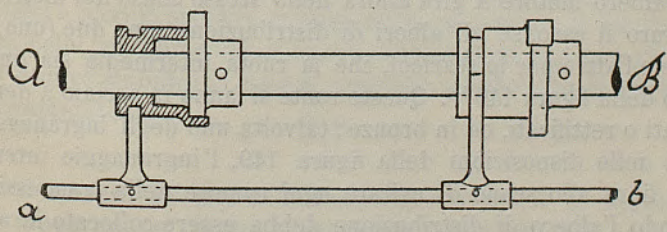


Fig. 148.

Trattandosi di più cilindri la manovra delle valvole di decompressione è contemporanea per tutti. La figura 148 indica una delle disposizioni più semplici che si possono adottare allo scopo (per macchine a quattro cilindri).

Comando della distribuzione. — Nelle macchine veloci del nostro tipo il comando della distribuzione è ottenuto dall'albero motore col mezzo di ingranaggi esattamente fresati. Al solito questi ingranaggi, come lo consente il tipo della distribuzione, sono cilindrici, e ciò costituisce una semplificazione notevole di fronte all'uso di ruote coniche o elicoidali. Spesso, per non aumentare di troppo il diametro delle ruote, quando la distanza tra l'albero motore e quello di distribuzione sia superiore a certi limiti (distanza del resto fissata dalle condizioni costruttive) si interpone

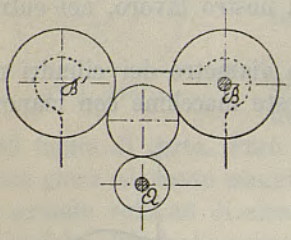


Fig. 149 [1].

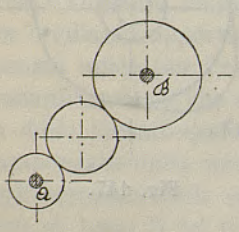


Fig. 149 [2].

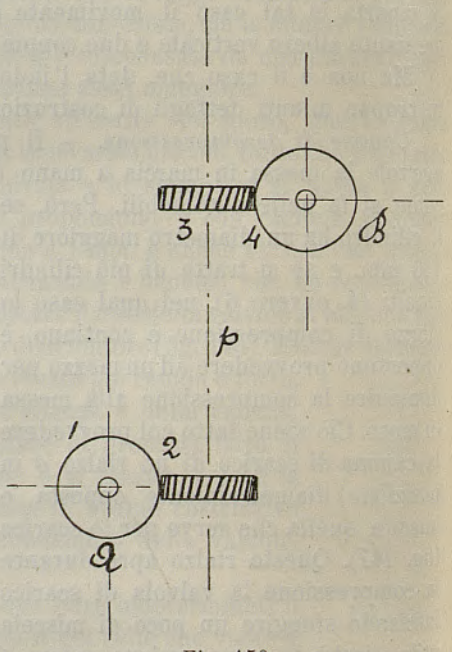


Fig. 150.

tra le due ruote dell'albero motore e distributore una ruota intermedia, sicchè l'albero motore A gira allora nello stesso senso del distributore B. Non è raro il caso, se gli alberi di distribuzione sono due (uno per l'ammissione e l'altro per lo scarico), che la ruota intermedia sia unica, come è il caso della figura 149 [1-2]. Queste ruote si fanno in acciaio a denti fresati temperati o rettificati, od in bronzo; talvolta uno degli ingranaggi, o, se si usa una delle disposizioni della figura 149, l'ingranaggio intermedio, è fatto di fibra allo scopo di evitare ogni rumore nella trasmissione.

Quando l'albero di distribuzione debba essere collocato in alto parallelo all'albero motore, come si fa talvolta per le valvole applicate ai coperchi, o comunque mobili dall'alto al basso per aprirsi, allora si ricorre ad una disposizione che schematicamente è rappresentata nella figura 150. A albero motore, B albero distributore collegati dall'albero intermedio *p*, col mezzo delle coppie elicoidali (1, 2), (3, 4). Il rapporto totale del numero

dei giri di A e B è di $^1/_2$ nei motori a quattro tempi; e tale rapporto è realizzato con una delle coppie, mentre l'altra è nel rapporto $^1/_1$. Come è noto, le coppie elicoidali colle due ruote anche di egual diametro consentono, regolando opportunamente l'inclinazione dei denti, di ottenere il rapporto $^1/_2$. Ma per questo tracciamento rimandiamo i lettori alla nostra opera: *Il costruttore di macchine.*

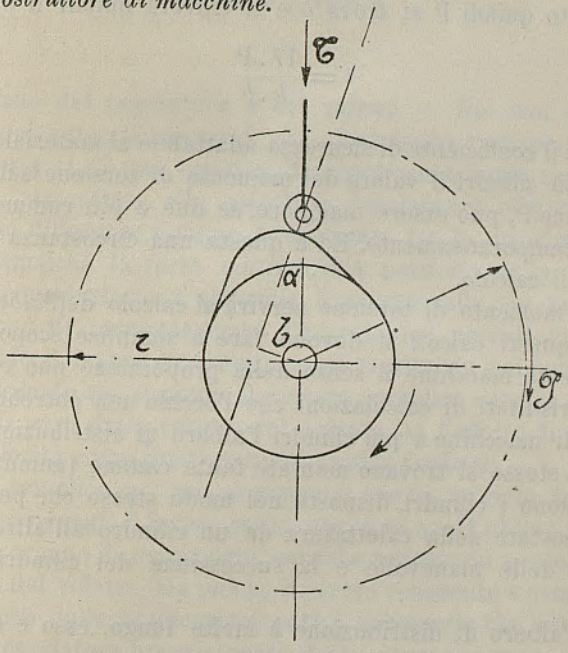


Fig. 151.

Facciamo però sulle ruote di trasmissione alcune considerazioni. Una delle prime condizioni è che il passo (od il modulo) sia piccolo, onde il movimento sia più dolce, l'attrito minore, e sia più facile l'esatta registrazione della distribuzione e delle eventuali correzioni di fase per detta registrazione. Ma se il passo è piccolo si dovrà in proporzione aumentare la lunghezza del dente. Ora nelle macchine veloci aventi trasmissioni con ingranaggi, tale lunghezza si deve stabilire in base al cosidetto coefficiente di logoramento che è rappresentato da

$$\frac{P \cdot n}{b}$$

essendo n il numero dei giri dell'albero distributore, P lo sforzo periferico e b la lunghezza del dente. L'esperienza prova che per acciaio deve farsi $\frac{P\,n}{b}$ variabile fra 600 e 1000, mentre per bronzo può farsi da 200 a 400. Basta dopo ciò conoscere il valore di P, che sarà dato (fig. 151) da

$$m\,T \cos \alpha \cdot \frac{r}{b} \cdot = P,$$

dove T è la tensione massima della molla schiacchiata, moltiplicata per un coefficiente m variabile da 1,5 a 3, per ragione di sicurezza, α l'angolo che la normale nel punto di contatto fra ruota e camma fa colla direzione di T, b il braccio di leva della tensione $T \cos \alpha$, ed r il raggio della ruota di distribuzione.

Determinato quindi P si trova b e si troverà quindi il passo t colla

$$t = \frac{17 \cdot P}{k \cdot b}$$

fissando per k il coefficiente di sicurezza adattabile al materiale impiegato. Nel caso di più cilindri il valore del momento di torsione sull'albero, dal quale si deduce P, può essere maggiore, se due o più camme si trovano in lavoro contemporaneamente. Ed è questa una circostanza di cui deve tenere conto il calcolo.

Lo stesso momento di torsione servirà al calcolo dell'*albero di distribuzione*. Ma questi calcoli si devono fare a semplice scopo di verifica, perchè in queste macchine il senso della proporzione può consigliare di correggere i risultati di calcolazioni che l'occhio non potrebbe accettare.

Nel caso di macchine a più cilindri l'albero di distribuzione è unico o doppio. Sullo stesso si trovano montate tante camme (ammissione e scarico) quanti sono i cilindri, disposte nel modo stesso che per un cilindro unico, ma spostate nella calettatura da un cilindro all'altro secondo la distribuzione delle manovelle e la successione dei cilindri nell'ordine di lavoro.

Quando l'albero di distribuzione è molto lungo, esso è sostenuto da sopporti alla distanza conveniente.

CAPITOLO VIII.

VOLANI E REGOLATORI NELLE MACCHINE VELOCI

1. **Funzione del regolatore e del volano.** — Noi non entreremo qui nell'esame dei principii generali che giustificano l'azione di questi due organi importanti di una motrice. Ricorderemo soltanto che il volano ha lo scopo di permettere alla macchina, funzionante alla sua velocità di regime, delle differenze minime determinate tra la massima e la minima velocità. Dappoichè la forza motrice alla periferia della manovella nei motori che consideriamo è variabile, il volano colla sua massa ruotante ha la funzione di immagazzinare l'energia nei periodi in cui il lavoro motore eccede il lavoro resistente, e di restituirla nei periodi in cui il primo è deficiente sul secondo. In questo periodico cumulo e restituzione di energia, il peso della corona del volante ha l'effetto di mantenere gli scarti di velocità entro limiti ristretti quanto vogliasi.

L'azione semplice del volano suppone che in un ciclo della motrice il lavoro motore eguagli il lavoro resistente; e se quest'ultimo fosse costante nessun altro organo di regolazione sarebbe necessario a integrare l'azione distributrice del volano. Ma poichè il lavoro resistente è sempre variabile nella più parte delle applicazioni, così è necessario che intervenga nella macchina il regolatore propriamente detto, avente lo scopo di aumentare e diminuire la forza motrice sì che in ogni ciclo questa sia eguale al lavoro resistente che vi si oppone.

Ecco adunque ben distinte le funzioni di questi due organi: l'uno, il regolatore, deve effettuare in un ciclo l'eguaglianza tra lavoro motore e lavoro resistente; l'altro, il volano, deve distribuire durante il ciclo il lavoro motore in modo che esso sia in ogni istante eguale a quello resistente. Entrambi devono soddisfare a queste funzioni mantenendo costante la velocità di regime, o quanto meno mantenendone gli scarti entro limiti minimi determinati.

L'azione del volano è evidentemente automatica; quella del regolatore è necessario che lo sia se si vuole ottenere lo scopo colla prontezza necessaria. Molti modi esistono nelle macchine per ottenere una regolazione a mano, come, ad esempio, la variazione di apertura dei robinetti di aria e di gas, e lo strozzare il passaggio della miscela nel tubo di ammissione; ma oltre che non pronti ed imperfetti, essi richiedono l'assistenza continua dell'operaio. Il regolatore deve essere quindi automatico; la macchina deve sentire da sè in ogni istante la sua debolezza o il suo eccesso

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

di potenza, e deve automaticamente adattarsi a sviluppare il lavoro che le è richiesto in ogni ciclo per mantenere la propria velocità di regime.

Nelle vetture automobili, a scopo di semplificazione, si è generalmente soppresso il regolatore, affidandone l'azione al conduttore colla manovra del cambio, e dei varii organi modificanti l'ammissione e l'accensione. Ma tale sistema è naturalmente imperfetto; onde, in linea generale, dev'essere riconosciuta anche per tali motori l'opportunità di un regolatore, ammesso che il medesimo funzioni correttamente e secondo le esigenze tecniche.

2. Dei regolatori e dei modi di azione dei medesimi. — Quali sono i modi per cui un regolatore può fare variare la forza motrice, e quale tra questi modi è il più conveniente? La variazione di forza motrice si può ottenere: a) *variando la quantità di miscela combustibile, od il suo grado di diluizione;* b) *variando lo scarico dei gas combusti;* c) *sopprimendo completamente l'ammissione col chiudere le valvole di ammissione e di scarico;* d) *variando il punto di accensione.*

a) Se si modifica il grado di ricchezza o le proporzioni della miscela aspirata, la regolazione deve mantenersi in quei limiti per i quali l'eccesso dell'aria non tolga la combustibilità, non solo, ma pei quali non si corra il pericolo di accensioni troppo lente ed incomplete. Secondo la natura dei gas combustibili il sistema potrà essere più o meno accettabile, in vista appunto del fatto che per alcuni i limiti di infiammabilità e di rapidità nella propagazione delle fiamme sono più estesi. La benzina, il petrolio, gli olii pesanti consentono variazioni anche forti nel tenore di combustibile e di aria; non sarebbe possibile fare un uso logico del sistema, tale cioè che restringa le variazioni di velocità in stretti limiti, col gas povero e col gas luce per cui i limiti di infiammabilità sono assai più ristretti. È perciò che il sistema si trova adoperato nelle macchine ad iniezione separata del combustibile liquido, in cui il regolatore varia appunto la quantità di combustibile iniettata.

Se invece si modifica la quantità di miscela introdotta nel cilindro, collo strozzare l'ammissione di essa, si ottiene lo scopo di ridurre il rendimento volumetrico della corsa di aspirazione. È il sistema più generalmente adottato, ed è tra i più semplici per la costruzione ed il comando. Vi è però l'inconveniente di variare, diminuendolo, il grado di compressione con danno del rendimento, danno non compensato da una espansione più completa.

b) La variazione nello scarico dei gas combusti si può fare modificando la precessione allo scarico, cominciando cioè più o meno tardi lo scarico durante la corsa motrice; altri produce invece un ritardo nello scarico in modo che la valvola relativa resti chiusa per parte della corsa di scarico; rimane così nel cilindro una maggior quantità di gas bruciati che producono diminuzione e diluizione della miscela successivamente

aspirata. Sembra però preferibile, ricorrendo a tal sistema, di ottenere *una alzata più o meno grande della valvola di scarico*, ovvero *di aprire per intero lo scarico modificando la durata di tale apertura.*

c) La sospensione completa dell'ammissione dicesi regolazione per *tutto o niente*, poichè con essa si sopprime interamente per uno o più cicli la forza motrice; può ottenersi anche col *bloccare la valvola di scarico* portandola fuori dell'azione della propria camma. Usando tale sistema, se la valvola di ammissione non è automatica conviene bloccarla nello stesso tempo dello scarico. Tale metodo però mantiene nel cilindro una massa di gas ad altissima temperatura con danno probabile del cilindro e dello stantuffo.

Si può rimediarvi *lasciando aperto lo scarico*, con che si produce l'aspirazione dei gas contenuti nel tubo di scarico; ma specie nei motori veloci ove l'alzata della valvola è piccola vi è sempre tendenza a prodursi una depressione che apre la valvola di ammissione; onde perdita di miscela utile.

Se si procede invece a *bloccare la sola valvola di ammissione*, si produce un vuoto parziale nel cilindro durante le fasi di aspirazione e di espansione.

A questo sistema di regolazione si collega quello che *sospende per intero l'ammissione del combustibile*, lasciando aspirare nel cilindro soltanto aria.

I difetti del *tutto o nulla* sono una variazione troppo grande della velocità per la soppressione completa della forza motrice, e un raffreddamento troppo forte al cilindro durante i cicli in cui cessa il lavoro motore.

d) L'accensione elettrica offre il mezzo di poter variare l'istante in cui scocca la scintilla, modificando così col ritardo eccessivo o coll'anticipo eccessivo il lavoro motore in meno. Inutile aggiungere che dal lato economico il sistema non è logico, come quello che alla stessa quantità di miscela fa produrre un lavoro minore. Contro questo inconveniente sta per converso il vantaggio della grande semplicità.

Quali di questi sistemi sono i più semplici ed i più logici? Un sistema di regolazione è *logico* se non si risolve in uno spreco d'energia, disperdendo inutilmente del combustibile, e se, malgrado ciò, è atto a mantenere lo scarto di velocità inevitabile fra limiti ristretti. Logicamente dunque non si potrebbero elevare obbiezioni al sistema del *tutto o niente* per un inutile consumo di combustibile, se non avesse contro di sè il fatto della completa soppressione della forza motrice in un ciclo, contrario ad una buona regolarità; lo stesso può dirsi dei sistemi a blocco delle valvole di ammissione e di scarico. Per converso la regolazione col modificare il punto di accensione non sopprime la forza motrice, ma non permette di ridurre il consumo al di sotto del consumo massimo.

Restano però i due sistemi da noi ricordati sotto la lettera *a*, e cioè la regolazione del combustibile e la regolazione della miscela. Perfetti non possono dirsi dal lato economico perchè nel primo, pur mantenendosi la compressione, scema, per effetto di diluizione, la massima pressione

esplosiva, e nel secondo scema la compressione. Ma la forza motrice nel ciclo non cessa mai, ed il consumo diminuisce in proporzione alla forza (sebbene in una misura che non è tutto il desiderabile); di più questi due modi si presentano di semplice applicazione meccanica, e la semplicità è causa di resistenza minima sull'organo regolatore.

Sono dunque questi i sistemi preferiti per ottenerne il comando a mezzo di regolatori centrifugi.

3. I regolatori centrifugi nelle macchine veloci. Loro caratteri generali. — Il comando degli organi di regolazione è fatto a mezzo dei *regolatori centrifugi* nella forma che loro è stata data per le grandi velocità di rotazione. Noi non faremo qui la teoria completa dei regolatori, limitandoci a dire della medesima quanto è necessario per il nostro scopo.

In questi apparati si utilizzano le variazioni di forza centrifuga che sono proporzionali al quadrato della velocità angolare dell'albero motore (ω^2) in opposizione ad una forza che vi è direttamente applicata, e cioè una molla.

La relazione tra tutte le forze agenti sul regolatore supposte applicate al manicotto mobile di esso, col quale, a mezzo di leva, si comanda poi l'organo effettivo che regola il motore (valvola, registro, farfalla, ecc.), è la seguente:

$$A\,\omega^2 + B + f = 0;$$

$A\,\omega^2$ comprende l'insieme delle forze centrifughe, B le altre forze applicate al manicotto (la resistenza degli organi mobili), f le resistenze di attrito.

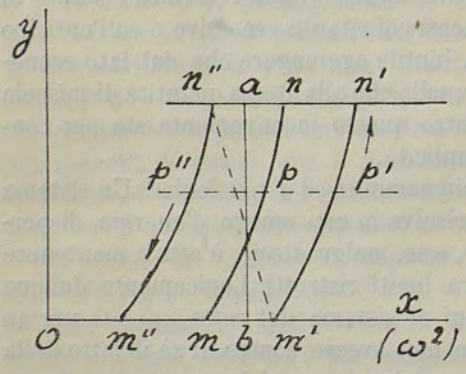


Fig. 152.

Riferiamo (fig. 152) l'equazione a due assi ortogonali x ed y, essendo x l'asse della ω^2 e y l'asse degli spostamenti del manicotto. Supponendo che le resistenze di attrito sieno nulle, l'equazione diviene $A\,\omega^2 + B = 0$ e il luogo geometrico della curva sia mn. Questa linea si dice linea di equilibrio teorico. Consideriamo ora un punto p della curva e supponiamo che la velocità cresca: l'ordinata y del manicotto non varierà fino a che gli attriti sieno vinti e all'equazione $A\,\omega^2 + B = 0$ si sostituisca la $A\,\omega^2 + B + f = 0$ dove f passa da 0 ad un massimo F. In questa variazione di f i valori A e B restano costanti. Questo primo periodo di spostamento del manicotto corrisponde allo scorrimento longitudinale di p su una orizzontale parallela a x, in p_1 ove la curva $m'n'$ è $Ax + B + F = 0$. Se a partire da p la velocità cresce infinitamente poco, il manicotto comincia ad alzarsi, e il punto p' segue la $m'n'$. Ad ogni punto p della linea di equilibrio teorico

corrisponde un punto p_1 che determina il valore di ω, per cui il manicotto comincia a salire; analogamente vi sarà dal lato opposto il punto p'' sulla $m'' n''$ rappresentato da $Ax + B - F = 0$ ove il manicotto comincia a discendere. Le $m' n'$ e $m'' n''$ sono le linee di equilibrio di salita e di discesa.

La velocità angolare del motore può variare fra i limiti ω_1 e ω_2, senza che l'equilibrio sia distrutto. Il *coefficiente di sensibilità* del regolatore sarà:

$$e = \frac{\omega}{\omega_1 - \omega_2} \text{ approssimativamente eguale a } \frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{\omega_1^2 - \omega_2^2}$$

e la interpretazione grafica dà:

$$e = \frac{B}{F}.$$

Si aumenta dunque la sensibilità aumentando B senza toccare F, il che implica un aumento di ω, e giustifica l'impiego dei regolatori a grande velocità.

L'irregolarità del motore è misurata dalla differenza $\Omega_1 - \Omega_2$ delle velocità estreme (punti m_2 n_1 del diagramma) e il *coefficiente di regolarità* è dato da:

$$\eta = \frac{\omega}{\Omega_1 - \Omega_2} \text{ approssimativamente eguale a } \frac{2\,\omega^2}{\Omega_1^2 - \Omega_2^2}.$$

Il regolatore è *isocrono* se la $m\,n$ è parallela ad y. La velocità di equilibrio è allora la stessa per tutti i punti del manicotto. L'isocronismo assoluto renderebbe l'apparato instabile e non utilizzabile; le ricerche relative hanno un valore specialmente scientifico; ma il beneficio pratico rimane, poichè basta modificare leggermente la registrazione di un apparato isocrono per conservare dell'isocronismo quel solo grado che è appropriato alle circostanze. L'isocronismo è praticamente bastevole quando si può condurre una retta $a\,b$ parallela a $o\,y$ contenuta fra le $m'' n''$ e $m' n'$. In fatto, in tale condizione esiste una stessa velocità di equilibrio compatibile con tutte le posizioni del manicotto, velocità dalla quale il regolatore non può allontanarsi che nella misura della sua insensibilità.

Il regolatore è *astatico* quando la diagonale $m_1 n_2$ del diagramma è parallela a $O\,y$; la sua sensibilità è doppia di quella di un regolatore isocrono agente fra gli stessi limiti di velocità, e avente quindi come linea di equilibrio di salita e discesa le verticali dei punti $n_1 m_2$.

Ecco come si determina la *stabilità*. Trascurato l'attrito si scosti il regolatore della posizione di equilibrio senza cambiare ω. Allora A e B prendono valori nuovi, e si dovrà, per l'equilibrio, applicare al manicotto una forza ausiliare k dedotta da:

$$A^1 \omega^2 + B^1 + k = o \qquad k = (A^1 \omega^2 + B^1) = \frac{B\,A^1 - B^1 A}{A}$$

e per uno spostamento infinitamente piccolo; detto $d\omega^2$ l'aumento di ω^2 (o di x) capace di ristabilire l'equilibrio, si avrebbe:

$$k = \frac{B\,dA - A\,dB}{A} = A\,d\left(\frac{B}{A}\right) = A\,d\omega^2 = -B\,\frac{d\omega^2}{\omega^2}.$$

Se questa forza di richiamo è nello stesso senso di dy l'equilibrio è stabile; in caso contrario è instabile. Ora ω^2 è positivo come pure B. L'equilibrio è dunque stabile secondo che $\frac{d\omega^2}{dy}$ è positivo o negativo, cioè secondo che ω^2 varii o no nello stesso senso di y (salvo il caso di alcuni regolatori a molla ove B è negativo). Nei regolatori isocroni $\frac{d\omega^2}{dy} = 0$ e l'apparato è instabile; ciò premesso, il *coefficiente di stabilità* sarà il rapporto tra la forza di richiamo e lo spostamento cui essa dà origine, e cioè:

$$\Sigma = \frac{k}{dy}.$$

Se la stabilità è manchevole, la minima perturbazione dà al regolatore moti disordinati, solo combattuti dall'inerzia. Si attenuano questi moti con moderatori ad olio quando l'inerzia è insufficiente. Più si va presso l'isocronismo più il moderatore è necessario. Gli attriti fanno però all'incirca lo stesso effetto.

Definiamo ora l'*energia* o *potenza del regolatore*. Suppongasi di far variare la velocità angolare ω, mantenendo il manicotto immobile col mezzo di forza ausiliare p. Nelle nuove condizioni detta ω_1 la nuova velocità sarà:

$$A\,\omega_1^2 + B_1 + p = 0$$

e poichè $A\,\omega^2 + B_1 = 0$, ne viene:

$$p = B_1 \cdot \frac{\omega_1^2 - \omega^2}{\omega^2}$$

espressione dello sforzo sul manicotto per una variazione $\omega_1 - \omega$, della velocità angolare. Il regolatore comincia ad agire dal momento in cui tale sforzo sarà almeno eguale alla somma delle resistenze passive F opponentisi al moto. Al solito, per convenzione, si riferisce la energia del regolatore ad una variazione di velocità angolare eguale all'unità; e cioè $\frac{\omega_1 - \omega}{\omega} = 1$. Se ne deduce $\omega_1 = 2\,\omega$ e l'energia $= 3\,B_1$.

In generale se si riferisce la energia ad una variazione di velocità di $\frac{1}{n}$ si ha:

$$B_1\left(\frac{2}{n} + \frac{1}{n^2}\right)$$

e se si prende per misura della energia il valore di B_1 basterà eguagliare la parentesi ad 1, donde si deduce $\frac{\omega_1 - \omega}{\omega} = 0{,}414$ e cioè l'*energia del regolatore* è lo sforzo sviluppato sul manicotto per un aumento di velocità angolare di 0,414.

Stabilità ed energia dipendono solo dai dati costruttivi del regolatore, essendo indipendenti dalle resistenze passive. Si possono dunque preventivare con precisione, e ciò permette di giudicare *a priori* delle proprietà teoriche del regolatore. La sensibilità dipende invece dalle resistenze passive, e dallo *stato* dell'apparato. La regolarità dipende ad un tempo dal modo di azione del regolatore, dalle resistenze passive e dalla corsa utile del manicotto; essa è quindi la qualità primordiale e classica del regolatore.

Si sono dati degli elementi per stabilire, tenendo conto delle resistenze passive, il limite della corsa utile del regolatore. Ne sono risultati questi postulati:

1° Perchè la differenza tra le velocità estreme ammesse dal regolatore sia minima, occorre che, portato il manicotto a fine di corsa, senza cambiare le velocità di rotazione, lo sforzo di richiamo sviluppato su esso faccia equilibrio alla resistenza della valvola.

2° Quando l'isocronismo pratico è reso perfetto quanto possibile, il quadrato della semicorsa del manicotto è eguale al lavoro L corrispondente al semispostamento della valvola, diviso pel coefficiente di stabilità. Tale condizione è soddisfatta per

$$v = \frac{F_1 + 2\sqrt{L \cdot \Sigma}}{B}$$

essendo v l'aumento del quadrato delle velocità, F_1 l'attrito del regolatore applicato al manicotto, L il lavoro necessario per far passare la valvola dall'apertura completa alla chiusura, e Σ il coefficiente di stabilità. È questo il grado di isocronismo che è impossibile oltrepassare.

4. **Tipi di regolatori centrifugi per macchine veloci.** — Passando ora, dopo questo studio generale, a quello dei diversi tipi di regolatori, noi ne limiteremo l'esame a quei pochi che per essere tipi a grande velocità hanno applicazione speciale alle macchine di cui ci occupiamo.

In questi regolatori a forza centrifuga non si oppone più all'azione di detta forza il peso delle palle e del manicotto come nei classici regolatori di Watt, Porter, ecc.; vi si oppone invece la tensione di un sistema di molle che tendono a portare la valvola nella posizione di apertura, mentre la forza centrifuga tende a portarla alla chiusura. L'impiego delle molle ha permesso la costruzione di regolatori leggeri e potenti ad un tempo, e dotati di sensibilità e stabilità sufficienti.

La disposizione delle molle può esser varia: collocate sull'asse del regolatore acquistano posizione per cui non sono più direttamente opposte alla forza centrifuga; onde aumento di resistenze passive dannose alla stabilità; hanno però il vantaggio di permettere, anche in marcia, la registrazione della velocità di regime, e ciò col modificarne la tensione.

Disposte invece normali e cioè trasversali all'asse sono collocate bene per opporsi direttamente alla forza centrifuga, riducendo al minimo l'attrito; ma non si prestano alla registrazione in marcia.

Le molle combinate possiedono ad un tempo gli inconvenienti ed i vantaggi dei due sistemi; ma costituiscono la migliore soluzione per regolatori, specie se devono rispondere alla condizione del regime variabile.

Regolatori a molle assiali. — La disposizione più semplice e di uso frequente è quella della figura 153. Le palle B sono sospese all'estremo di una leva angolare imperniata in A, e a contatto mediante una delle code, portante il rullo C, col manicotto M caricato colla molla k.

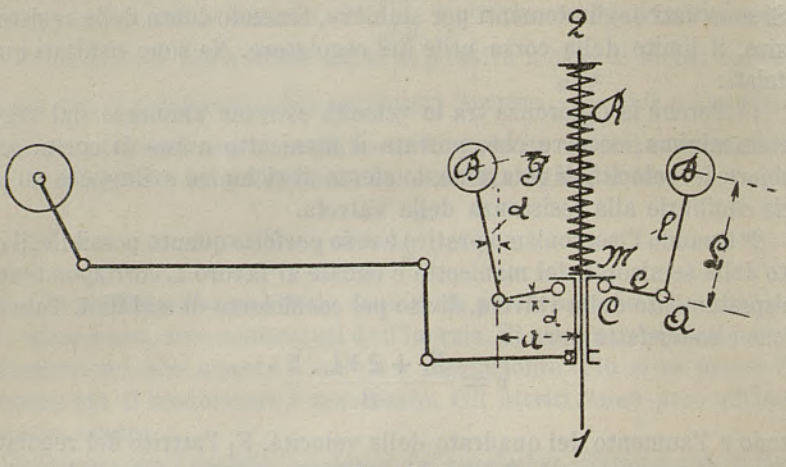


Fig. 153.

Sieno: L la lunghezza A B dal punto di articolazione al centro della palla, e la lunghezza A C, ed a la distanza dal punto di articolazione dell'asse. Sieno poi f_0 la tensione iniziale della molla, e k il suo coefficiente di elasticità. La tensione che corrisponde alla posizione di equilibrio è $f_0 + k\,e\,.\,sen\,\alpha$, e detto P il peso di una palla, l'equazione di equilibrio è:

$$\frac{P}{g}\,.\,\omega^2\,(a + L\,\text{sen}\,\alpha)\,L\cos\alpha + P\,L\,\text{sen}\,\alpha = \frac{1}{2}\,(f_0 + k\,e\,\text{sen}\,\alpha)\,l\cos\alpha.$$

Se la molla è abbastanza rigida da poter trascurare l'effetto della gravità, effetto che è nullo se, come si verifica quasi sempre nei nostri motori, l'asse 1 . 2 è orizzontale, e se inoltre si soddisfa alla condizione $f_0 = a\,\frac{k\,e}{2}$ si ha approssimativamente:

$$\omega^2 = \frac{g\,k\,e^2}{2\,P\,.\,L^2}$$

e l'apparato è quasi isocrono. Modificando la tensione iniziale si modifica la velocità di regime, ma si cambia insieme il grado di isocronismo. Se gli scarti delle velocità medie sono considerevoli, come quelli che al solito si ammettono nelle automobili, il coefficiente di regolarità è necessariamente variabile, e il massimo di irregolarità ha luogo pel regime più lento.

Regolatore a molle trasversali. — In questi tipi la forza centrifuga è direttamente equilibrata dalla tensione delle molle; però la velocità non può essere regolata in marcia, a meno di agire entro piccoli limiti sugli organi di comando della valvola regolatrice, di cui si sposta il campo di azione; ciò che non è consigliabile e dà origine a piccole variazioni. Questi apparecchi saranno perciò più adatti al servizio di motori fissi o che lavorano come tali (locomobili).

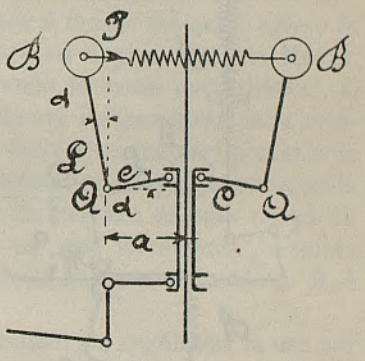


Fig. 154.

La loro disposizione schematica semplice è quella della fig. 154. Le palle B, del peso totale P, sono attaccate all'estremo di una leva angolare, articolata in A, l'altro estremo della quale si impegna nel manicotto che aziona la valvola regolatrice. I pesi B sono collegati da due molle. Fissati gli stessi simboli che precedentemente, e detta f_0 la tensione iniziale totale delle molle corrispondente alla posizione disegnata, e k il loro coefficiente di elasticità, la tensione corrispondente alla posizione di equilibrio è $f_0 + k\,\mathrm{L}\,\mathrm{sen}\,\alpha$, e l'equilibrio diviene:

$$\frac{\mathrm{P}}{g}\,\omega^2\,(a + \mathrm{L}\,\mathrm{sen}\,\alpha)\,\mathrm{L}\cos\alpha + \mathrm{P}\,\mathrm{L}\,\mathrm{sen}\,\alpha = \frac{1}{2}\,(f_0 + k\,\mathrm{L}\,\mathrm{sen}\,\alpha)\,\mathrm{L}\cos\alpha.$$

L'equazione non include il termine e, ciò che potevasi presupporre, poichè esso non interviene che per valutare la corsa del manicotto e la energia del regolatore. Trascurando l'azione del peso P, come si può fare per asse orizzontale, e come può farsi anche con asse verticale per palle leggere e albero molto veloce, si ottiene:

$$\frac{\mathrm{P}}{g}\,\omega^2\,(a + \mathrm{L}\,\mathrm{sen}\,\alpha) = \frac{1}{2}\,(f_0 + k\,\mathrm{L}\,\mathrm{sen}\,\alpha)$$

e se la tensione iniziale della molla soddisfa alla condizione $f_0 = k\,a$ si ha:

$$\omega = \frac{g\,.\,k}{2\,\mathrm{P}}$$

che definisce l'isocronismo. Questo regolatore possiede il massimo di sensibilità, e il suo uso è vantaggioso nel caso di regime fisso. In pratica, anche senza moderatore, può assicurare la registrazione della velocità con scarti di ± 3 % dalla velocità media.

Regolatori a molle combinate. — Questo sistema possiede una molla trasversale che assicura la regolazione alla velocità più ridotta, ed una molla addizionale longitudinale che entra in gioco per le velocità più elevate. Questa molla può essere esterna al regolatore.

Due esempi di tal combinazione sono dati colle figure 155 e 156. La prima si applicherebbe più specialmente agli impianti fissi. La valvola regolatrice V si sposta verticalmente, e la molla addizionale R′ regolabile in marcia agisce

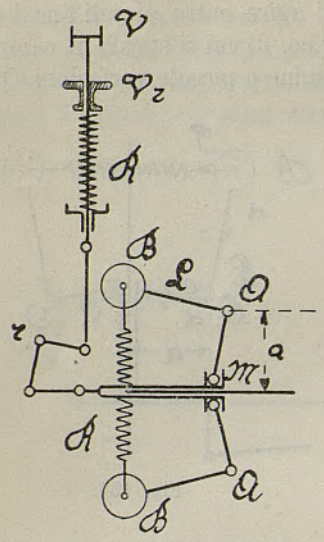


Fig. 155.

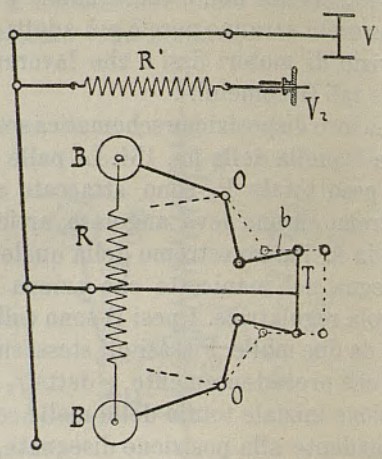


Fig. 156.

esternamente al regolatore. L'equazione di equilibrio si scrive combinando le equazioni dei due sistemi precedenti. Trascurando la gravità si ottiene:

$$\frac{P}{g}\,\omega^2\,(a + L\,\mathrm{sen}\,\alpha)\,L = \frac{1}{2}\,(f_o + k\,e\,\mathrm{sen}\,\alpha)\,L + \frac{1}{2}\,(f_o' + k\,e\,\mathrm{sen}\,\alpha)\,e.$$

L'apparato non può essere isocrono.

Quando si abbia $L = e$ (lunghezza del braccio da A al manicotto) e quando le tensioni delle due molle $R\,R_1$ sieno eguali ($f_o = f_o'$), il massimo di regolarità si ha per:

$$f_o = a\,k\,\sqrt{\frac{L}{2}}.$$

Condizione facile a soddisfare. Si calcola facilmente la tensione iniziale della molla addizionale corrispondente ad una velocità diversa di ω, deducendola dall'equazione di equilibrio. Per un dato regime da velocità media, la valvola oscilla tra la marcia a vuoto e a pieno carico, da una posizione di strozzamento, che diremo di chiusura, ad una posizione di apertura che non è però quella dell'apertura massima. Queste posizioni si determinano facilmente per esperienza. Si è constatato che per grandi variazioni di velocità angolare, la loro media si sposta in modo sensibile, ciò che complica lo studio del regolatore, e richiede in ogni caso il concorso di dati sperimentali; variando la registrazione al motore dal regime di 200 giri, ad esempio a quello di 1200 sì a vuoto che a pieno, si constata nel funzionamento una doppia perturbazione, dovuta allo spostamento della posizione

media delle palle, ed alla variazione della loro corsa utile. In una prima teoria si può supporre che la variazione di corsa sia trascurabile, ma non si può trascurare lo spostamento della posizione media che influisce sfavorevolmente sul moto del regolatore. Nella costruzione della valvola regolatrice e dei comandi si può compensare a rigore tale spostamento, col modificare, insieme alla tensione della molla addizionale, la lunghezza dell'asta che aziona la valvola. Si potrà spostare il fodero nel quale agisce la valvola in modo che l'insieme funzioni come un doppio cassetto Meyer. Il sig. Santurat ritiene che, anche conservando le cause perturbatrici, si possa ottenere che il coefficiente di regolarità sia indipendente dalla velocità di regime e ciò collegando al manicotto delle leve angolari portante le palle con bielle di conveniente obliquità; disposizione rappresentata nella figura 156; queste bielle son così disposte da passare da una posizione orizzontale per la marcia a pieno carico ed una fortemente inclinata sull'asse nella marcia a vuoto. La tensione della molla addizionale in R_1 è registrabile con V_1.

Noi ci limitiamo a queste indicazioni principali sui regolatori in uso per i motori veloci. Certamente le loro condizioni di stabilimento non li rendono molto appropriati nei casi in cui la velocità di regime debba essere molto variabile, come è appunto il caso delle automobili ove si deve poter avere una variazione di 1 a 10 e cioè da 150 a 1500 giri. Ma in questi casi i costruttori sono andati addirittura più in là, sopprimendo senz'altro il regolatore nella funzione della macchina. Tuttavia il caso delle automobili è assai speciale e non si può dire che esso si presenti frequente nei varii impieghi ai quali possono destinarsi i motori veloci.

Comunque, quando occorra variare la velocità di regime, il conduttore della macchina deve poter disporre di mezzi per accelerarla o ritardarla; questi mezzi si chiamano *acceleratori* o *ritardatori*. Nei motori a regolatore automatico il mezzo più comune, sebbene non il più scientificamente appropriato, consiste nell'agire a mano o con intermedio elastico per equilibrare più o meno le molle antagoniste delle palle, o della massa inerte del regolatore. Ciò significa infine, come notammo, una variazione nella registrazione del regolatore: è questo il comando ritardatore. Viceversa vi sono anche organi analoghi agenti in senso inverso, e cioè come acceleratori. Il loro effetto è di aumentare l'azione delle molle antagoniste del regolatore ed anche, se occorre, di paralizzarlo.

5. Regolatori pneumatici ed idraulici a cambiamento di regime. — Alcuni preconizzano però, come più adatto per le macchine nelle quali occorra variare il regime della velocità, l'uso di altri tipi di regolatori e specialmente dei regolatori idraulici e pneumatici.

Date queste opinioni crediamo opportuno farne un brevissimo cenno. Nella figura 157, A B G H indicano un circuito chiuso comprendente un serbatoio B ed una pompa di circolazione H, azionata dal motore. Essa

aspira il liquido da B e lo comprime nella condotta A che mette capo a B (che può essere il serbatoio dell'acqua di raffreddamento, mentre H ne può essere la pompa rotativa usuale); nel caso di automobile, A G possono essere i condotti che passano alla camicia e al radiatore. Sul circuito è innestata la derivazione C D F che comprende una camera a diafragma. Sul tubo di scarico F è un robinetto I provvisto di manetta di registrazione. Il diafragma J soggetto all'azione della molla E è unito all'organo regolatore dall'ammissione. Girando il motore si stabilisce in D una pressione che è funzione

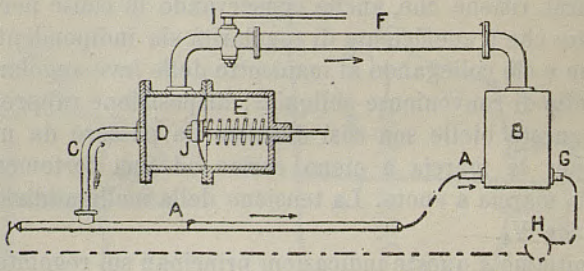


Fig. 157.

della sua velocità, e questa sarà mantenuta entro dati limiti per l'azione del diagramma. Tale disposizione è nota; ciò che ne forma la specialità è la presenza dell'organo che permette di far variare a volontà la velocità di regime per la quale il diafragma entra in azione; quest'organo è il robinetto I. Se questo robinetto si apre più o meno la pressione si abbassa in D, ed essa non riprenderà il valore P per cui il diafragma agisce che per una nuova velocità del motore, tanto più grande quanto più il robinetto I è aperto. Per il buon funzionamento alle varie velocità di regime (da 1 a 10) occorre però che la pressione sia funzione continua della velocità e non dipenda che da un sol parametro.

Così se per la più piccola velocità ω_0 di regime si ha la pressione $p_0 = f(\omega_0)$ per una velocità $\omega_1 = k\,\omega_0$ sarà $p_1 = f(k\,\omega_0)$, cioè:

$$p_1 = p_0\, f(k\,\omega_0);$$

basterà dunque ridurre la pressione p_1 nel rapporto $\frac{1}{f(k)}$ a mezzo di derivazione o condotto di scarico perchè il diafragma si muova esattamente come se la velocità fosse ω_0 e il coefficiente di regolarità non avrà mutato.

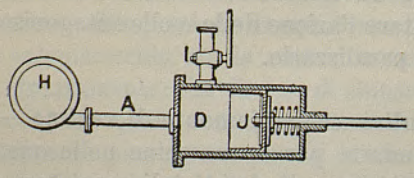


Fig. 158.

Può adottarsi disposizione analoga a mezzo di aria, collo schema rappresentato nella figura 158, dove H è un piccolo ventilatore che spinge l'aria in pressione contro lo stantuffo regolatore J. Il robinetto I serve a regolare la velocità di regime.

Un altro tipo di *regolatori pneumatici* più recente è quello col quale si utilizza la depressione che regna nella condotta di aspirazione del motore, la quale è funzione della velocità angolare di questo. Lo stantuffo o la membrana che fanno da organo regolatore sono direttamente soggetti a tale depressione. Si modifica lo stato di equilibrio sia agendo sulla tensione della molla, sia col mezzo di forza regolabile.

Il regolatore Legros (fig. 159) è collocato sul tubo di ammissione della miscela ai cilindri, e quindi, nel caso di benzina, tra

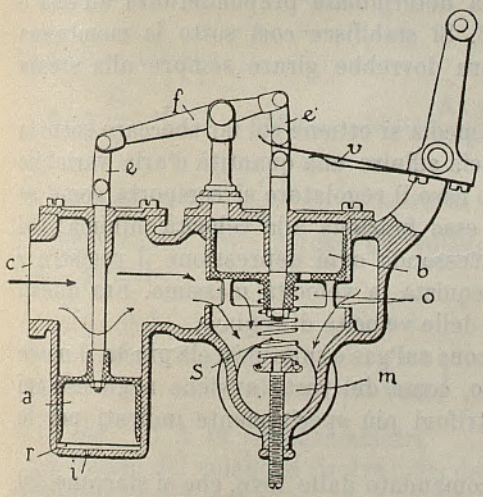


Fig. 159.

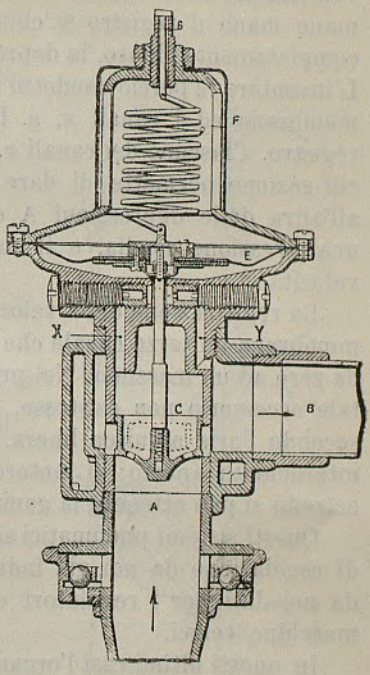


Fig. 160.

il carburatore ed il motore. È formato dallo stantuffo *a* che si muove a dolce attrito nel cilindro *v*, comunicante al di sopra col tubo di aspirazione e al di sotto coll'atmosfera mediante il foro capillare *i*. Il moto dello stantuffo *a* si trasmette con bilancia al registro *b* che chiude più o meno, vincendo la molla, il passaggio della miscela (o anche del solo gas, se è il caso). Gli spostamenti di *a* dipendono dalla depressione creata dalla velocità del motore. Si avrà dunque il mezzo di regolarla. Le variazioni nella tensione della molla o dell'apertura capillare permettono di variare la velocità di regime. La molla *v* serve a fissare il bilanciere *f* dando così alla macchina il massimo di accelerazione.

L'apparato è semplice, ma sembra poco sensibile e poco stabile; però la sua azione ne è pronta.

Un altro tipo di miglior funzionamento è il regolatore Grouvelle, nel quale si ritorna con successo al sistema a membrane, ed è tolta la necessità di variare la tensione delle molle antagoniste, e ciò con beneficio del funzionamento e della sensibilità. Il regolatore (fig. 160) si compone di una membrana E soggetta al di sotto alla pressione di aspirazione e al

di sopra alla pressione atmosferica. Ad essa si unisce lo stelo che porta il registro C, il quale regola il passaggio della miscela nel senso A B. Una molla tarata regolabile con *b* equilibra in ogni istante l'azione della depressione. Quando il registro è aperto, la pressione è eguale in A e B. Se la velocità del motore resta costante, la depressione scema in A e cresce in B mano mano il registro si chiude. Supposto che, al limite, il registro sia completamente chiuso, la depressione sarebbe nulla in A e massima in B. L'inventore fu perciò condotto a mettere le capacità A e B in relazione colla membrana ed i canali *x*, *y*. La pressione di A si trasmette traverso il registro. Ciascuno dei canali *x*, *y* termina in un aggiustaggio calibrato, la cui sezione permette di dare una determinata preponderanza all'una o all'altra delle depressioni A e B. Si stabilisce così sotto la membrana una pressione media, e il motore dovrebbe girare sempre alla stessa velocità.

La registrazione della velocità media si ottiene col far sboccare sotto la membrana un terzo canale che lascia affluire una quantità d'aria variabile da zero ad un massimo. Nel primo caso il regolatore si comporta come se tale accessorio non esistesse, ed esso funziona alla velocità minima; nel secondo l'aria affluisce libera, e cessando ogni depressione il registro è interamente aperto; il motore acquista la velocità massima. Fra questi estremi si può ottenere la gamma delle velocità di regime.

Questi sistemi pneumatici agiscono sul gas e sulla miscela giusta il modo di regolazione da noi già indicato, come del resto avviene negli esempi da noi dati per i regolatori centrifugi più specialmente indicati per le macchine veloci.

In questi ultimi casi l'organo comandato dalle leve, che si staccano dal regolatore, può essere un registro a moto rettilineo o rotatorio, o una farfalla; sui dettagli costruttivi inutile entrare.

Inutile pure che ci diffondiamo in esempi sugli organi regolatori agenti sullo scarico o per tutto o niente, i quali tendono ormai ad essere abbandonati.

6. **Volani.** — Abbiamo già chiarito la funzione di questi organi; la calcolazione delle loro dimensioni si fa colle norme generali che sono indicate nei trattati (V. la nostra opera, *Il costruttore di macchine*).

Importa, in primo luogo, determinare il peso della corona del volano, che è l'elemento attivo nella funzione di esso, in base alla forza, alla velocità e al grado di irregolarità che si consente, essendo evidente che, per quanto elevata la massa del volano, la costanza assoluta della velocità è impossibile, anzi la variazione di essa è condizione indispensabile perchè il volano possa compiere la sua funzione.

Il volano deve accumulare nella sua massa l'eccesso di lavoro motore A sul resistente, nel periodo in cui appunto la velocità passa dal minimo al massimo, per restituirla nel periodo successivo di eccesso al resistente sul

motore, passando la velocità dal massimo al minimo, e ciò per ogni ciclo di funzionamento.

Sarà quindi detto G il peso del volano

$$A = \frac{G}{g} \frac{v^2_{max} - v^2_{min}}{2}$$

e detta v la velocità media, e fatto δ grado di irregolarità

$$\delta = \frac{v_{max} - v_{min}}{v} = \frac{n_{max} - n_{min}}{n}$$

(n giri) si ottiene:

$$A = \frac{G}{g} . v^2 . \delta, \qquad \text{cioè} \qquad G = \frac{A . g}{\delta . v^2}.$$

Essendo $v = \frac{2 \pi r n}{60}$ (n numero di giri, r raggio medio della corona del volano) si potrà scrivere:

$$G = \frac{A g}{\delta v^2} = \frac{A g}{\delta \left(\frac{\pi r n}{30}\right)^2} \sim \frac{A}{\delta \left(\frac{r n}{30}\right)^2},$$

G in chg., ed A in chilogrammetri.

Il calcolo del volano si risolve nella determinazione esatta del valore di A, dappoichè gli altri elementi sono noti, o si possono stabilire *a priori*. Questa determinazione si fa per via geometrica, determinando, in base al diagramma di indicatore, gli sforzi tangenziali sul bottone di manovella col metodo già da noi indicato a pag. 54. Naturalmente si parte da un diagramma teorico che si suppone dato per lo stabilimento dalle misure di un motore nuovo. Il considerare l'effetto delle forze di inerzia può essere conveniente per avere la distribuzione esatta degli sforzi tangenziali; ma non è necessario, poichè la superficie totale del diagramma non muta per ogni fase.

Se prendiamo in esame un motore monocilindrico a quattro fasi, il tracciamento dovrà farsi (fig. 161) per l'intera durata del ciclo che corrisponde a 2 giri e cioè a 720°.

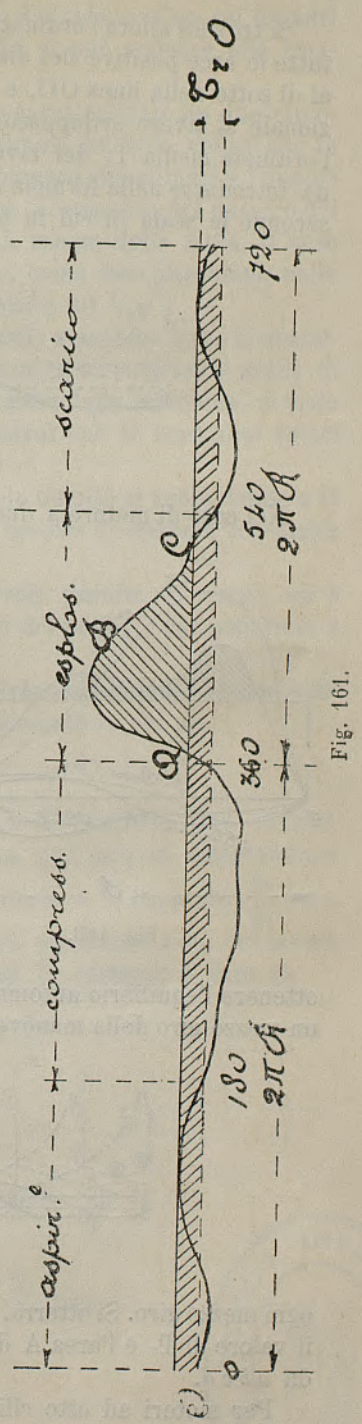


Fig. 161.

Si troverà allora l'ordinata dello sforzo resistente costante, col sommare tutte le aree positive del diagramma, dedurvi le aree negative che stanno al di sotto della linea O O, e col dividere questa differenza, che è proporzionale al lavoro sviluppato in due giri, per $2(2\pi R)$. Con che si otterrà l'ordinata media T_r del lavoro resistente. Evidentemente il valore di A da introdurre nella formola si desume dall'area A B C ridotta in chgmetri secondo la scala in cui fu fatto il tracciamento.

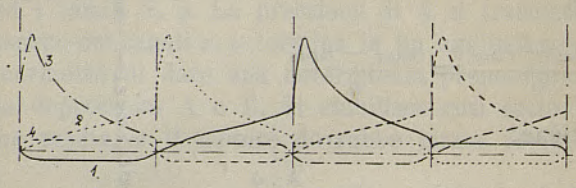


Fig. 162.

Nel caso di motore a due fasi basterà considerare un solo giro di manovella, per determinare l'area A.

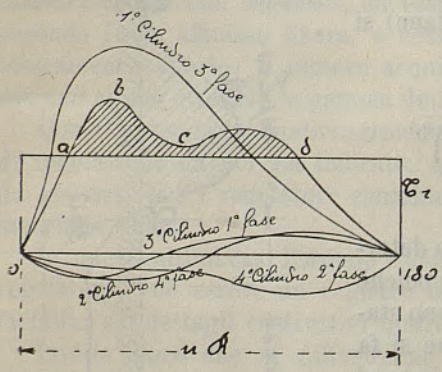


Fig. 163.

Per motori a due cilindri colle manovelle disposte sulla stessa linea, e in cui le esplosioni si succedono ogni giro, basterà considerare un sol giro di manovella.

Per motori a due cilindri con manovelle a 180° si dovrà invece considerare due giri interi di manovella, perchè le esplosioni si susseguono in due corse successive.

Per motori a quattro cilindri colla disposizione data alle manovelle delle macchine veloci onde ottenere l'equilibrio automatico delle forze di inerzia, basterà considerare un mezzo giro della manovella (fig. 162), essendovi appunto una esplosione

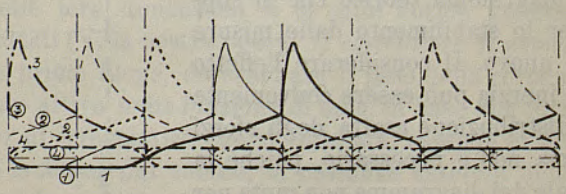


Fig. 164.

ogni mezzo giro. Si otterrà, nello stesso modo che si è detto sopra (fig. 163), il valore di T_r e l'area A da introdurre nel calcolo del volano sarà data da *a b c d*.

Per motori ad otto cilindri (fig. 164) basterà considerarne $^1/_8$ di giro.

È facile il riconoscere come col crescere del numero dei cilindri scema il valore di A e quindi il peso della corona del volano. Con sei cilindri il peso del volano è minimo. Con otto cilindri si può arrivare alla completa soppressione del volano.

Le macchine di cui ci occupiamo essendo caratterizzate da due circostanze, l'alto valore di n ed il numero dei cilindri multiplo, vedesi che in esse il volano ha un peso assai limitato. Il numero dei cilindri e l'opportuna disposizione delle fasi scema il valore di A. L'aumento del numero dei giri ha una influenza ancora maggiore. Se A scema della metà, il peso del volano si dimezza; ma se n si raddoppia, come esso interviene nella formola al quadrato, il peso del volano si riduce ad $^1/_4$.

Sotto questo aspetto, se si considera che nelle macchine lente a combustione a quattro fasi ad un cilindro, per ottenere un sufficiente grado di regolarità il peso del volano è di $^1/_3$ a $^1/_2$ del peso della macchina, si vede quale sensibile beneficio apportino alla costruzione le macchine veloci policilindriche.

Il grado di irregolarità potrà tenersi piccolo quanto si vuole dando a G valori di $^1/_{100}$, ed anche meno, avendosi così motrici di estrema regolarità nel movimento.

Il metodo grafico include però una notevole perdita di tempo, ed è utile poter disporre di un processo di calcolo del peso G, che sopprima il lungo tracciato grafico.

Si vuole partire, nel calcolo di A, dalla determinazione del lavoro indicato A_i in chgmetri o N_i in cavalli. Si può ammettere che sia

$$A_i = A_a - A_c$$

essendo A_a il lavoro assoluto di esplosione, e A_c quello assoluto di compressione. Se p_c è la pressione media in chg. per cmq. di compressione e p_i la pressione media del lavoro utile indicato e il rapporto $\frac{p_c}{p_i} = \rho$, considerando che nella fase motrice il lavoro resistente è $^1/_4$ del lavoro totale resistente, e che il momento periferico Pr costante è dato da

$$\frac{60 \,.\, 73 \,.\, N}{2\,\pi\, n} = 716{,}19\ \frac{N}{n}$$

si ottiene:

$$A = (0{,}75 + \rho)\ 4\,\pi\,.\,716{,}19\ \frac{N_i}{n} = \frac{G}{g}\,.\,v^2\,\delta,$$

onde

$$G = \frac{(0{,}75 + \rho)\ 88.290\,.\,N_i}{\delta\ V^2\ n}$$

donde si ricava:

$$G = \frac{(0{,}75 + \rho)\ 90.000\,.\,N_i}{\delta\ V^2\ n}\ \text{chg.}$$

dalla quale deducesi il valore di δ.

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

Ovvero la relazione può scriversi:

$$G = \frac{(0{,}75 + \rho)\ 8.200.000\ .\ N_i}{\delta\ r^2\ n^2}.$$

Si calcola al solito $^1/_{10}$ di G per le razze, o pel disco del volano. I valori di ρ si possono assumere come segue:

Motori a gas povero	0,35 ~ 0,40
» a petrolio a quattro fasi	0,25 ~ 0,30
» a benzina	0,15 ~ 0,20
» a alcool	0,20 ~ 0,25
» Diesel a combustione	0,40 ~ 0,45.

È bene notare che quando interviene l'azione del regolatore si modifica la pressione media di combustione, onde la superficie rappresentante A sul diagramma diviene più piccola mano mano diminuisce il carico; ma la pressione media resistente costante, che si riparte su quattro corse, diminuisce in proporzione molto minore, onde il grado di irregolarità migliora per un dato volano col diminuire il carico.

Le formole suesposte servono per motore a un cilindro a quattro fasi.

Nel caso di motore con diverso funzionamento o con diverso numero di cilindri la formola che dà il valore di G si moltiplica per un coefficiente x, che è dato dal Güldner nel seguente modo, posto che il lavoro N_1 sia costante.

Motore a due tempi a un cilindro	$x = 0{,}40$
» a due cilindri con manovelle a 180° se a quattro tempi	$x = 0{,}64$
se a due tempi	$x = 0{,}09$
» a due cilindri con manovella coincidenti a quattro tempi	$x = 0{,}40$
» a quattro cilindri colla disposizione ordinaria	$x = 0{,}05$.

Quanto ai valori di δ essi possono variare, secondo le applicazioni, da $\delta = {}^1/_{50}$ ove si richiede il meno di regolarità a $\delta = {}^1/_{150}$, nel caso di movimento di macchine elettriche (gruppi elettrogeni).

Vedesi che, crescendo il numero dei cilindri, il peso del volano scema notevolmente.

Quanto alla costruzione dei volani, essendo essi sempre di piccole dimensioni, si fondono in un pezzo di ghisa, per le applicazioni industriali di questi motori e per macchine ove la velocità angolare è minore; quando si superano i 1000 giri è prudente che la fusione ne sia fatta in acciaio. Il corpo del volano, a parte la corona, è formato di un mozzo e di un disco piano che lo collega alla corona, ovvero di un sistema di razze.

La sezione della corona a cmq. si calcola colla relazione:

$$G = \frac{2 \pi r . a \gamma}{10}$$

essendo r il raggio medio in m., e γ la densità del materiale in chg. per cmq. (7,25 per ghisa, 7,8 per acciaio).

Il diametro massimo del volano è nelle applicazioni di questi motori generalmente fissato dalle condizioni loro inerenti, come nelle automobili, nella navigazione, ecc., onde generalmente risulta che il diametro è piccolo e la larghezza della fascia proporzionalmente forte. In ogni caso sarà bene verificare la velocità periferica onde riconoscere se essa risponde alle condizioni di resistenza, onde il volano non si sfasci, applicando per ghisa la resistenza unitaria k di chg. 120 al cmq., e per acciaio quella di chg. 400 al cmq. colla

$$2 f k = \frac{G}{\pi g} \cdot \frac{v^2}{2 r}.$$

Non conviene per ghisa superare la velocità di m. 30-35 per secondo e per acciaio di m. 50.

I volani di acciaio si fanno a disco pieno. Nelle vetture automobili, ed in applicazioni congeneri onde evitare la resistenza del disco piano si adottano le razze, alle quali si dà spesso la forma di palette elicoidali per facilitare il trascinamento dell'aria.

CAPITOLO IX.

SISTEMI DI ACCENSIONE NEI MOTORI VELOCI A COMBUSTIONE

1. Importanza dell'accensione. — *Accensione mediante scintilla d'induzione.* — Uno degli organi principali del motore a combustione è certamente l'apparato di accensione, il quale deve assicurare l'infiammazione della miscela esplosiva nell'istante del ciclo in cui deve avvenire. L'importanza di questo organo è bene espressa dalla frase che esso è l'anima vivificatrice del motore.

I metodi che si impiegano nei motori a combustione per l'accensione sono varii; ma nei motori veloci l'applicazione ne è ormai ridotta a pochi tipi, e tutti elettrici o magnetici, che noi esaminiamo brevemente, trascurando di soffermarci sulle nozioni elementari che riteniamo note ai nostri lettori, e di esaminare gli altri sistemi che non trovano impiego nelle macchine veloci.

Accensione elettrica con scintilla di induzione (per accumulatori o pile). — Il modo di funzionamento e gli organi essenziali si desumono dalla seguente indicazione. La corrente prodotta da una pila od accumulatore (corrente primaria), di bassa tensione e di forte intensità, passa per mezzo di un distributore ad un rocchetto di Ruhmkorff ove è trasformata in corrente ad alta tensione e bassa intensità (corrente secondaria), e dal rocchetto alla candela di accensione che comunica coll'interno del motore. Il distributore, il cui moto è correlativo a quello della motrice, fa chiudere i circuiti, quindi fa avvenire il passaggio della corrente e la scintilla sulla candela, al momento esatto richiesto dalle fasi del ciclo.

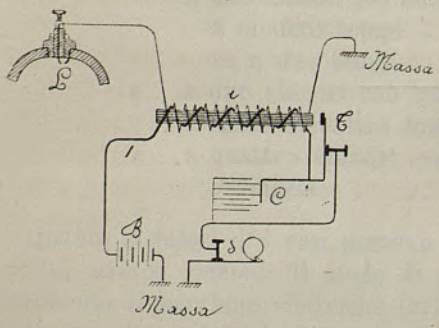


Fig. 165.

È questa la disposizione che corrisponde alla figura 165 e ne dà la rappresentazione schematica; qui B è la batteria di accumulatori, C il condensatore, I il circuito primario od induttore, *i* il secondario od indotto, T il trembleur, L la candela di accensione, δ il commutatore per sospendere a volontà il funzionamento dell'apparato.

Analoga disposizione per motore ad un cilindro risulta dallo schizzo della figura 166. La corrente degli accumulatori passa per il filo conduttore ed i reofori *ab* alla vite H mobile nel dado J. Stabilito il contatto

tra la vite H e la lama flessibile E la corrente primaria passa per questa lama, traversa la bobina primaria esterna del rocchetto a grosso filo ed esce da questa pel reoforo *c* al distributore. Quando la molla R viene a contatto col pezzo metallico P del distributore girevole, formato sul resto del contorno con metallo isolante, il circuito dell'accumulatore si chiude e la corrente vi ritorna per il contatto P, la molla R ed il conduttore C'.

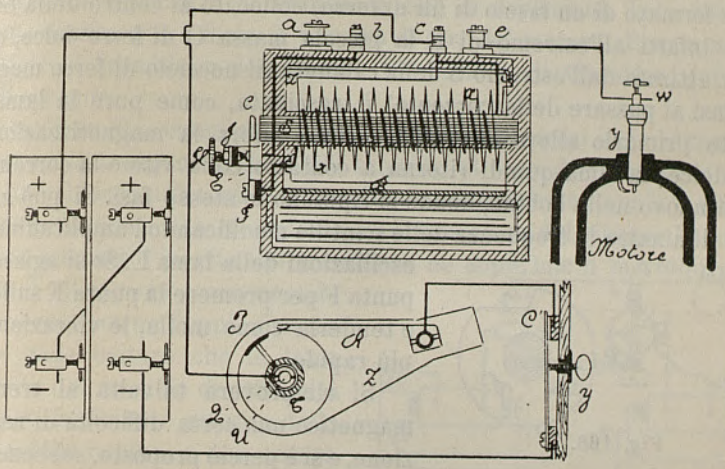


Fig. 166.

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

Ma nello stesso tempo si è prodotta nella bobina interna la corrente di induzione (corrente secondaria), la quale si svolge nel circuito formato dal reoforo *e* e dalla candela, le cui punte staccate creano tale resistenza che la corrente ad alta tensione si trasforma in scintille.

Non entriamo nell'esame dei dettagli del rocchetto d'induzione o bobina. La formazione delle bobine (l'esterna della corrente primaria a filo grosso e corto, l'interna della secondaria a filo sottile e lunghissimo), l'effetto del nocciuolo di ferro delle S, quello del condensatore che forma parte delle bobine, supponiamo noto ai lettori. Ricordiamo solo che la produzione delle scintille ad alta tensione richiede l'interruzione continua della corrente primaria, il che è ottenuto mediante i trembleurs. Nel nostro disegno il trembleur è formato dalla lama sottile e flessibile E in acciaio presa ad un estremo da un morsetto F e portante all'altro estremo un nucleo C, ed applicantesi nel mezzo alla punta E'.

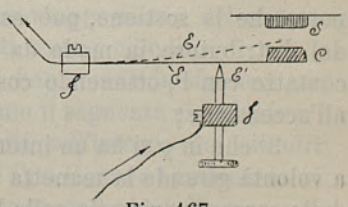


Fig. 167.

È quanto schematicamente rappresenta la figura 167. Se il morsetto F e la punta E' sono uniti a due punti del circuito primario, la lama E nella sua posizione normale lascia passare la corrente primaria nella bobina. Ma se si allontana la lama, portandola in E', la corrente primaria è interrotta;

abbandonando a sè la lama E, essa riprende per la propria elasticità la posizione primitiva, e ristabilisce la corrente nella bobina primaria. Basta dunque, per ottenere un grande numero di interruzioni in tempo breve, provocare la vibrazione rapida della lama E.

A tale scopo, quasi generalmente, si utilizza la magnetizzazione che produce il passaggio della corrente primaria nel nucleo S N (ordinariamente formato di un fascio di fili di ferro) collocato al centro della bobina. Posta infatti all'estremo di E la piccola massa C di ferro dolce, questa massa, attirata dall'estremo S della calamita (il nocciolo di ferro magnetizzandonsi al passare della corrente) è trascinata, come pure la lama E; il circuito primario allora si rompe, e cessa allora la magnetizzazione del ferro dolce; la lama quindi ritorna a contatto colla vite e la corrente circola di nuovo nelle bobine, donde si ripetono le stesse fasi. Si può aumentare o diminuire la frequenza delle scintille modificando l'amplitudine delle oscillazioni della lama E. Se si agisce sulla punta F per premere la punta E sulla lama e tenderla come molla, le vibrazioni sono più rapide.

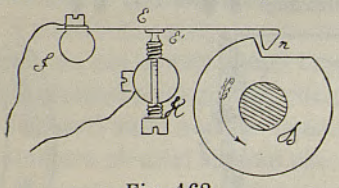


Fig. 168.

Si rimprovera talvolta al trembleur magnetico una certa difficoltà di registrazione, e si è perciò proposto, sebbene senza grande successo, di azionare la lama meccanicamente. Questo sistema proposto da De Dion corrisponde allo schema della figura 168.

La lama E porta una tacca *n* che viene sollevata dalla camma D mossa dall'albero di distribuzione. Ma si comprende che tale complicazione meccanica ha contribuito a dare poca diffusione al sistema. In tutti i tipi il contatto della punta E' colla molla E è fatto mediante piastrine di platino.

Ritornando ora alla figura 166 si osserva:

1° che se il nucleo T del distributore e del motore non formano una massa metallica unica, un filo partente da *c* dovrà essere unito alla massa del motore;

2° che la molla R, mediante rotazione del sopporto che la sostiene, può essere spostata sul dorso del distributore, in modo da anticipare o ritardare il contatto con P, ottenendo così l'anticipo o il ritardo all'accensione;

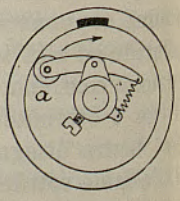


Fig. 169.

3° che in *y* si ha un interruttore pel quale si può a volontà girando la manetta sospendere il passaggio della corrente primaria nella bobina.

Questo essendo lo schema generale, le disposizioni di montaggio e la forma dei singoli organi posson variare da costruttore a costruttore. Così il distributore che è montato sull'albero di distribuzione del motore prende poi convenientemente la forma della figura 169 dove il contatto è ottenuto col rullo *a*.

Il buon funzionamento del trembleur è essenziale al buon funzionamento del sistema di accensione. Il sistema a comando meccanico proposto da De Dion ha l'inconveniente di limitare il numero delle vibrazioni del trembleur quando esiste il comando della camma. Infatti nei sistemi in uso il trembleur fa circa 166 vibrazioni al 1″, corrispondenti a 83 rotture di corrente, e tale numero scema nel momento del contatto, ciò che può dare origine a mancanza di scintille e cioè di esplosioni. Tale difetto si accentua quanto più è forte il numero di giri del motore. Per un motore a 1000 giri il trembleur deve avere un periodo di vibrazioni inferiore a $^1/_{80}$ di secondo.

Per togliere l'inconveniente nei trembleurs meccanici il sig. Arnoux ha proposto un tipo capace di dare 436 scintille al secondo sotto la tensione di 4 volts nell'accumulatore, e ciò mediante un sistema a doppia lama.

Migliore sembra essere tuttavia la disposizione del vibreur Lacoste il quale per scemare l'inerzia del trembleur ne sopprime il martello, e cioè la massa G all'estremo, componendo però il vibreur con un doppio sistema di lame onde evitare che la lama alleggerita del nocciolo di estremità sia troppo facilmente attirata dalla calamita della bobina, e non rompa il circuito primario prima che la corrente primaria abbia raggiunto l'intensità del regime normale.

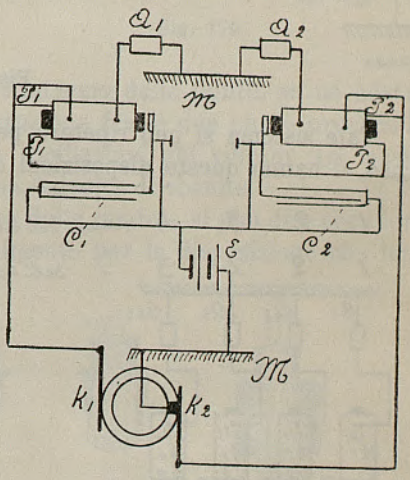


Fig. 170.

Abbiamo già dato la disposizione generale della accensione a bobine per un cilindro. Crediamo opportuno indicare lo schema analogo per motore a più cilindri.

La figura 170 ne rappresenta appunto lo schema per motore a due cilindri. In ogni caso, qualunque sia il numero dei cilindri, si tratta sempre della sovrapposizione del sistema per un unico cilindro fatta tante volte quanti sono i cilindri.

In questa disposizione per due cilindri si hanno due bobine con due trembleurs e due condensatori. Le lettere hanno il seguente significato:

A_1 A_2, candele di accensione comunicanti coll'interno dei cilindri; esse sono collegate alle bobine di cui C_1 e C_2 sono i condensatori;

P, avvolgimento primario; l'avvolgimento secondario è direttamente collegato alla candela;

E, pila od accumulatore;

K, distributore montato sull'albero di distribuzione;

M, massa (il contatto della candela colla massa è fatto dalla candela stessa).

Il distributore presenta i due contatti a 180°. Ma se le accensioni si succedono nelle due corse successive, i contatti sono a 90°.

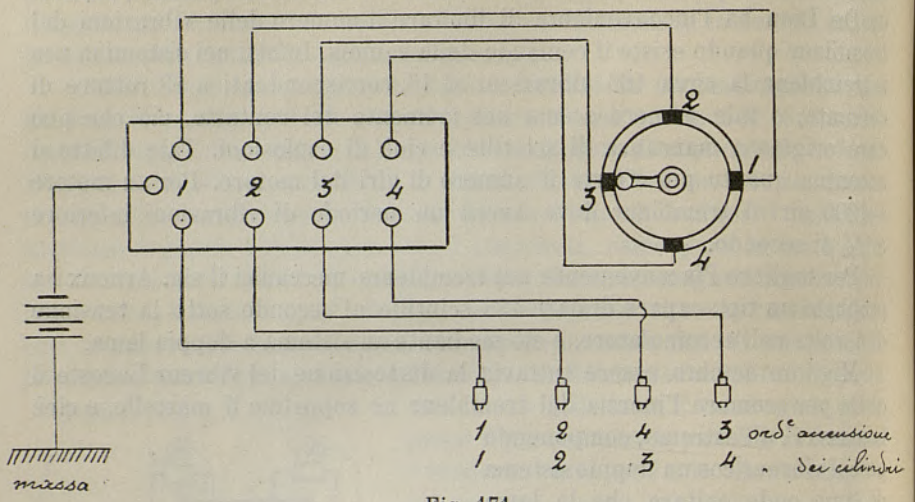


Fig. 171.

Tale sistema si può ripetere per 4 e 6 cilindri identicamente. In ogni caso, si hanno queste disposizioni di fili: Partendo dall'accumulatore un filo, unito al reoforo negativo, si collega alla massa del motore; l'altro filo, unito al reoforo positivo, va al circuito primario delle bobine, riunite al solito in una sola cassetta. Dal reoforo del circuito primario di ogni bobina i fili passano al distributore attaccandosi a ciascuno dei contatti di questo, che saranno tanti quanti i cilindri. Dai reofori delle bobine del circuito secondario altrettanti fili passano alle candele. L'ordine di successione deve corrispondere all'ordine di accensione. Ciò vedesi chiaro nella disposizione a quattro cilindri indicata nella figura 171.

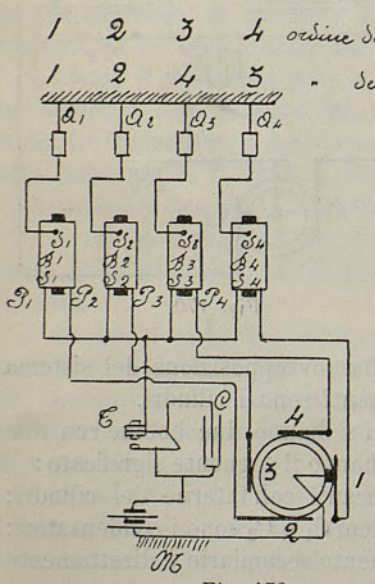


Fig. 172.

La disposizione con un condensatore ed un trembleur unico staccato dalle bobine è rappresentata nella figura 172, ove le lettere hanno il significato come in appresso:

A, candela; P, avvolgimento primario; S, avvolgimento secondario; C, condensatore unico; T, trembleur unico; K, distributore; M, massa; E, pila od accumulatore. Le quattro bobine sono indicate in B.

2. **Le candele di accensione.** — Le *candele* sono pure un organo assai importante. Abbiamo già notato come esse funzionano. La loro azione corrisponde a quella di far scoccare la scintilla dal circuito secondario all'interno del cilindro fra l'estremità di due fili isolati fra loro ed in comunicazione coll'indotto a filo finissimo della bobina di induzione. E precisamente (fig. 173) una massa cilindrica M, composta di materiale isolante ed attraversata dal filo conduttore proveniente dal circuito secondario ne riceve la corrente; contro l'estremo delle punte, se ne adatta un'altra collegata alla massa. L'interruzione fra le due punte provoca lo scoccare delle scintille conforme alle oscillazioni del vibreur. La massa isolante è preferibilmente di porcellana, talvolta di ebanite.

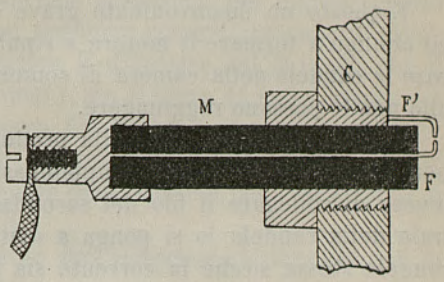
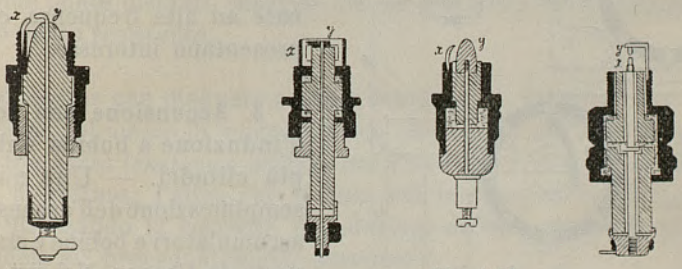
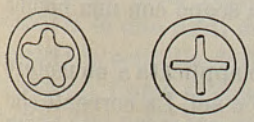


Fig. 173.

Questa essendo la forma schematica delle candele, si può dire che i loro tipi costruttivi sono indefiniti, specialmente per la disposizione che loro è data nel punto ove la scintilla scocca. Hanno però questo di comune, che i costruttori si sono accordati per renderne eguale la filettatura di attacco al motore, onde esse sono permutabili.


Fig. 174. Fig. 175.


Fig. 176. Fig. 177.

Le figure 174 e 175 ne rappresentano tipi assai varii. Talvolta gli estremi ove scocca la scintilla sono guarniti di platino. Talvolta in luogo di un unico contatto esistono contatti multipli onde assicurare le scintille anche nel caso che la candela si insudici per proiezione di olio (fig. 176, 177).

Le porcellane sono soggette a rompersi per effetto di deformazioni derivanti da ciò che uno dei capi è ad alta temperatura, mentre l'altro è

raffreddato all'esterno. Ecco perchè talvolta si divide la porcellana in due, o si completa l'isolamento interno con mica ed amianto.

Abbiamo notato come spesso nelle candele, il cui filo centrale è collegato direttamente al secondario della bobina, si verifichi il caso che, per depositi provenienti dalla combustione e dall'olio, il circuito si chiude, e la scintilla non scocchi più. Si dice allora che la candela è sporca (encrassée).

È questo un inconveniente grave delle candele, che si ripete spesso, ed obbliga a fermare il motore e ripulirle. In ogni caso è prudente collocare le candele nella camera di compressione in punti ove le preiezioni di olio non le possano raggiungere.

Vi è un rimedio a ciò, colla produzione di un fatto la cui spiegazione non è però molto chiara. Suppongasi che la candela sia sporca, e che invece di collegare il filo del secondario delle bobine al conduttore centrale della candela lo si ponga a distanza di 1 a 2 mm. dalla testa della candela stessa sicchè la corrente sia interrotta. Si verifica allora questo fenomeno: che, appena ha origine la corrente secondaria, si vedono ad un tempo delle scintille fra il secondario e la testa della candela, e dentro il motore fra i due conduttori della candela. L'accensione funziona allora egualmente malgrado lo stato della candela.

La spiegazione di questo fatto richiede considerazioni relative agli effetti delle correnti alternate ad alta frequenza, che non presentano interesse.

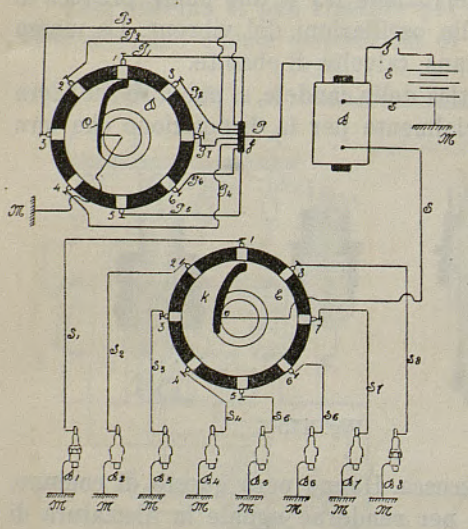


Fig. 178.

3. **Accensione con scintilla d'induzione a bobina unica per più cilindri.** — Una notevole semplificazione dell'accensione ad accumulatori e bobine è stata proposta da Charon. Nel sistema già studiato abbiamo veduto che occorrono tante bobine quanti sono i cilindri. Charon si è proposto di ottenere lo scopo con una bobina unica.

Diamone l'esempio colla disposizione dello stesso applicata a un motore a otto cilindri (fig. 178), identica a quella per quattro o sei. La corrente che proviene dall'accumulatore E passa per l'interruttore I al primario P del rocchetto di induzione e di qui passa al distributore D che porta otto tasti conduttori *t*, e ritorna alla massa pel contatto mobile C. Questo contatto è mosso dall'albero distributore, e fa cioè un giro mentre l'albero motore ne fa due. Esso permette quindi ogni quarto di giro la produzione di una

corrente primaria capace di produrre una corrente secondaria che si deve mandare nella candela conveniente. Serve a tale scopo il secondo distributore E. Questo, il cui contatto mobile K è pure mosso dall'albero di distribuzione del motore, porta, come il distributore D, altrettanti tasti conduttori quante sono le candele. I due organi D, E sono montati sull'albero distributore uno dietro l'altro.

Per evitare il pericolo delle mancanti accensioni per ingrassamento delle candele, pericolo che si evita col produrre correnti secondarie alternate di grande frequenza, il distributore E differisce dal D in ciò, che il contatto K non viene a sfregare sui tasti *t*, ma si trova da essi distante 1 a 2 mm., per modo che la scintilla scocca fra il tasto e il contatto nel momento in cui questo si trova in faccia al tasto. Questa scintilla dà origine ad altra scintilla che scocca fra le punte della candela che corrisponde al tasto opposto a quella dove si trova K.

Nei sistemi descritti lo spostamento dell'accensione è ottenuto con lo spostare avanti e indietro il distributore.

L'accensione ad accumulatori, della quale basta il cenno dato, ha il notevole vantaggio che l'energia elettrica è generata indipendentemente dal motore; quindi la sicurezza del funzionamento a piccola velocità, e la possibilità della messa in moto automatica, come a suo tempo vedremo. Ha però l'inconveniente di richiedere la manutenzione delle pile od accumulatori.

È bene in ogni modo tener presente che l'accensione a bobine è un'accensione ad alta tensione, come occorre quando si deve far scoccare la scintilla fra due punte distanti, separate da un gas compresso, che costituisce un mezzo molto resistente.

4. **Accensione con magnete a bassa tensione.** — Si hanno due sistemi di accensione col mezzo di magneti, l'uno che riposa sull'impiego dei magneti detti *a bassa tensione* e utilizza per l'accensione la scintilla di extracorrente di rottura; l'altro che si basa sull'impiego di magneti *ad alta tensione* utilizzando la corrente di induzione da essi prodotta, col mezzo delle candele già precedentemente esaminate.

È noto che se si apre un circuito percorso da una corrente si fa nascere in questo circuito una corrente di induzione diretta, e cioè dello stesso senso della corrente principale. La produzione di tale corrente dà origine, al momento della rottura della corrente principale, ad una scintilla che scocca fra le due parti del circuito, in questo momento più vicine fra loro. È questa la scintilla detta di *extracorrente di rottura* e che si utilizza alla accensione. Come si comprende, il circuito della corrente è sempre chiuso, poichè i due pezzi tra cui si deve svolgere sono a contatto; non è che nello allontanamento brusco di essi, o di uno rispetto all'altro, che si produce la scintilla destinata all'accensione della miscela. In questo caso basta una *tensione bassa* della corrente principale per ottenere una scintilla di rottura ben calda.

Il principio su cui funziona questo sistema di accensione risulta dalla figura 179. Sul fondo del cilindro del motore è uno stelo *a* isolato elettricamente dal cilindro e posto in comunicazione con un polo di una sorgente elettrica E, il cui altro polo è collegato alla massa del motore. Una paletta *b*, mobile sotto il comando dello stelo, manovrato con camma dall'albero di distribuzione, effettua il distacco tra *b* ed *a* nel momento in cui si deve generare la scintilla di extracorrente.

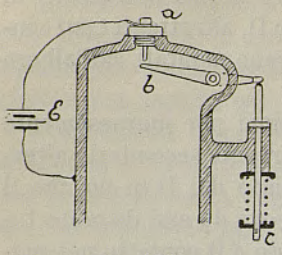
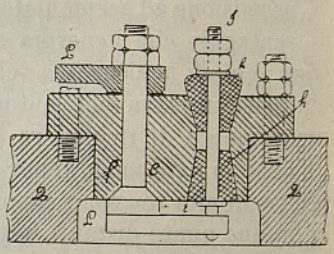


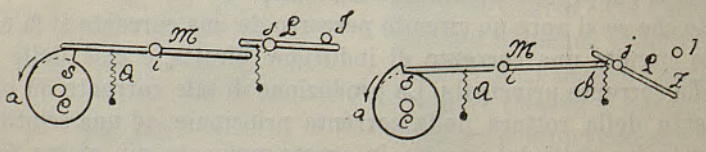
Fig. 179.

Sonovi dunque a considerare due parti essenziali del congegno, e cioè: 1° il modo della disposizione meccanica per la rottura del circuito; 2° la natura dell'apparato che fornisce la corrente a bassa tensione la cui rottura produce la scintilla.

1° La rottura del circuito è ottenuta coi *martelletti*. Sulla testa del motore, nel punto ove si giudica che la scintilla possa meglio produrre il proprio effetto, è montato un bocchettone, o tampone, in ghisa, avvitatovi, o meglio fissato sulla flangia con viti (fig. 180). Nel tampone passa la spina I detta l'infiammatore o candela, costituita da uno stelo di nichel o acciaio, cui mette capo la corrente che viene dalla sorgente di elettricità; vi passa pure una leva a due braccia L; una delle quali è esterna al motore, e riceve per urto il comando dall'albero di distribuzione, l'altra, interna al motore, tocca il distributore e se ne distacca solo quando l'altro braccio è colpito per urto dalla distribuzione. Mentre I è isolato dal tampone, il martelletto L L fa parte della massa di questo.


Fig. 180.

2° Quanto al modo della rottura occorre che il distacco di L da I sia il più brusco possibile; cattivo e da scartare è ogni sistema che dà un


Fig. 181.

distacco progressivo. Così avviene nel sistema della figura 181, ove l'albero distributore del motore aziona una camma C a risalto acuto su cui appoggia l'estremo della leva di interruzione M articolata in *i*. Quando si presenta alla leva lo spigolo radiale della camma, la molla spirale A la abbassa prontamente; essa colpisce allora in modo brusco la leva del martelletto L distaccando il contatto coll'interruttore, come si vede dalla 2ª figura.

Questa essendo la disposizione generica del comando, possiamo vederne ora alcuni modi di applicazione.

Il sistema Mercedes è rappresentato nella figura 182. La camma C montata sull'albero distributore (lato di ammissione) presenta un risalto a becco; su di essa scorre il rullo con cui termina l'asta di rottura M;

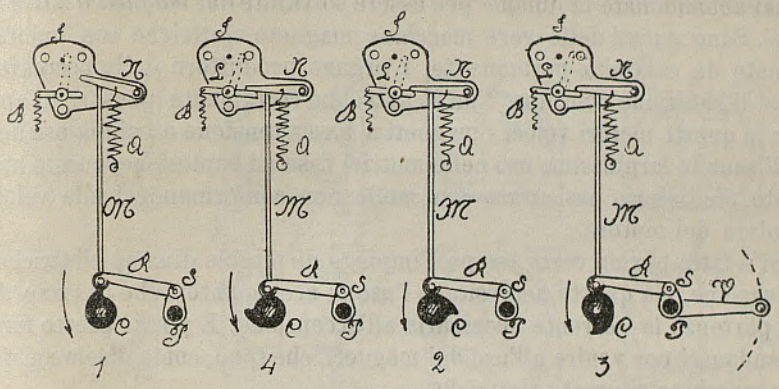


Fig. 182.

questo rullo è guidato nella forchetta R, articolata in S, su leva fissata all'alberetto P. Ne risulta che facendo oscillare leggermente l'albero P, su cui sono montate le forchette dei quattro cilindri, si spostano i quattro rulli sulle quattro camme, ottenendo così che essi vengano sollevati prima o dopo l'istante normale; si ha così l'*avanzamento* od il *ritardo* all'accensione ottenuti colla manovra della leva V. Quando si avvicina il momento della rottura, l'asta M solleva la leva N, onde permettere alla piccola leva L del martelletto di venire a contatto coll'infiammatore I, sotto l'azione della molla B. La molla A produce il movimento di rottura.

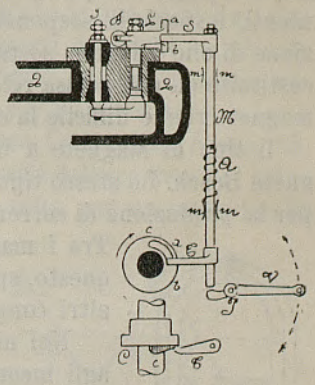


Fig. 183.

Nel sistema della figura 183 l'asta di rottura M gira sul proprio asse e dà l'urto in senso orizzontale. Essa porta in alto ed in basso due leve orizzontali S, T. Il braccio S appoggia sulla coda della leva del martelletto L; e il braccio T segue una camma C a risalto rapido che gli comunica il moto oscillante. Quest'asta è guidata in *m m*; essa tende sempre, sotto lo sforzo di una molla di torsione A, ad appoggiare la leva S sulla coda della leva del martelletto; ma la camma non le permette di dare un colpo brusco a questa coda se non nel momento in cui T sfugge alla camma. Lo spostamento della leva V permette di ottenere l'*avanzamento* o il *ritardo*.

Nel sistema ideato dall'*Itala*, il comando dei martelletti è fatto direttamente in alto con camma portata da un albero verticale che prende moto dall'albero di distribuzione.

Quanto alla natura dell'apparato che fornisce la corrente sono state ormai abbandonate le dinamo per essere sostituite dai *magneti a bassa tensione*. Sono questi delle vere macchine magneto-elettriche con induttore formato da calamita permanente. L'organo produttore della corrente ha moto di rotazione continuo. Non si potrebbe certamente pensare di applicare in questi motori veloci i magneti a bassa tensione e bobina oscillante quali sono in larghissimo uso nelle motrici fisse ad esplosione, questo movimento oscillatorio assicurato con molle non conformandosi alla velocità angolare del motore.

Si è fatto per un certo tempo l'impiego di piccole dinamo elettriche in derivazione, ma queste necessitano l'uso di accumulatori che possano dare alla partenza la corrente necessaria all'accensione. E perciò presto furono abbandonati per venire all'uso dei magneti, che sono, come dicemmo, delle vere macchine magneto-elettriche.

Il magnete a bassa tensione ordinario, quale fu primamente adoperato, è costituito dall'induttore fisso (calamita) e da un indotto ruotante tra i poli del primo. Tal congegno fornisce una corrente alternata che si deve captare col mezzo di due anelli isolati sull'asse di rotazione dell'indotto, anelli su cui sfregano i collettori fissi che portano la corrente al motore. Ma l'impiego di questi organi a sfregamento rende facili gli inconvenienti, e specie la sospensione del passaggio della corrente per interposizione di olio od altre sostanze estranee; di più, la rotazione dell'indotto costituito da una massa relativamente pesante in un corpo piccolo come il magnete rende difficile la conservazione dei perni.

Il tipo di magnete a bassa tensione, oggi di uso generale, è il magnete Bosch. Lo stesso tipo di magnete venne successivamente adoperato per la produzione di correnti ad alta tensione, come vedremo in appresso. Tra i magneti a bassa noi ci limiteremo ad esaminare questo, spettandogli indubbiamente la superiorità sugli altri congeneri.

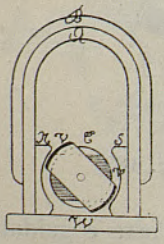


Fig. 184.

Nel magnete Bosch, una soluzione elegante rimedia agli inconvenienti lamentati. Nel magnete stesso, induttore e indotto sono fissi ma fra l'uno e l'altro si fa ruotare una specie di anello (*volet*) composto di due settori in ferro dolce opposti uno all'altro, come lo mostra la figura 184. L'indotto fisso T in ferro dolce ha una sezione in forma di H, nella cavità della quale è fatto l'avvolgimento del filo. L'anello V girando rapidamente nel vano tra l'indotto T e i poli N S delle calamite sovrapposte B A produce la corrente: la generazione avviene nel seguente modo, riferendoci alla figura 185 che dà le varie posizioni dell'anello in un giro.

Il pezzo di ferro dolce formato dalle due ali indicate con A_1 e A_2 si comporta come una vera e propria calamita a magnetizzazione variabile che si sposta in presenza del circuito chiuso costituito dalla bobina B. Le variazioni di magnetizzazione di questo pezzo di ferro dolce, il suo spostamento, come

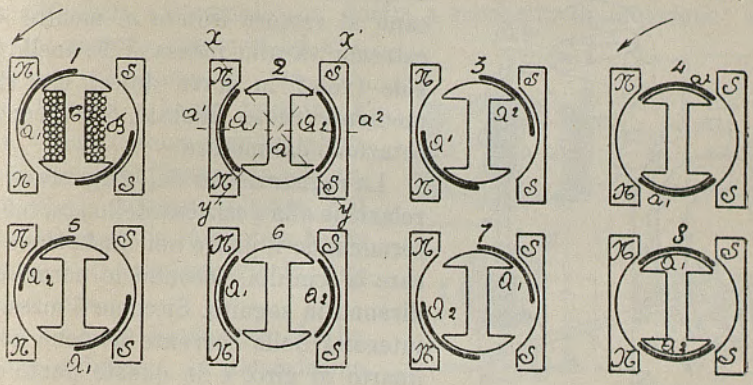


Fig. 185.

quelle di magnetizzazione del pezzo T che ne sono conseguenza, dànno origine nella bobina B a correnti di induzione. Veggasi ora come varia la forza elettromotrice di questa corrente di induzione. Il sistema presenta due piani di simmetria $x\,y$ e $x'\,y'$. Consideriamo il piano $a_1\,a_2$ che passa per la mezzaria dei settori $A_1\,A_2$ e gira con essi. Fino a che le due parti $a\,a_1$, $a\,a_2$ del piano $a_1\,a_2$ si spostano in uno dei settori formati dai piani xy, $x'y'$, la corrente di induzione nella bobina varia di intensità ma non di senso; ma quando il piano $a_1\,a_2$ passa per le posizioni xy e $x'\,y'$, la corrente indotta nella bobina B cambia di senso passando per lo zero. Così, come a figura 185, nella rotazione completa dell'anello $A_1\,A_2$ l'intensità della corrente di induzione passa quattro volte per lo zero e quattro volte per un massimo; le variazioni della f. e. m. della corrente di induzione corrispondenti alle posizioni 5, 6, 7, 8, sono le stesse di quelle che corrispondono alle posizioni 1, 2, 3, 4. Ora la f. e. m. si annulla quando il volet è nelle posizioni 1 e 3, ed è massima quando è nelle posizioni 2 e 4. Lo schema della figura 186 rappresenta le variazioni della f. e. m. riferita a due assi, di cui l'orizzontale dà gli angoli percorsi dal piano $a_1\,a_2$ rispetto a xy (da 0° a 360°) ed il verticale i valori della f. e. m.; esso ci dà idea del modo come questa f. e. m. varia in un giro. Il filo che si avvolge sulla bobina centrale fissa, da un lato, per la flangia di chiusura di questa, comunica colla massa; dal lato opposto il filo, traversando il pezzo fisso dell'altra piastra e all'esterno convenientemente isolato, viene posto in comunicazione mediante contatto a molla col martelletto di accensione.

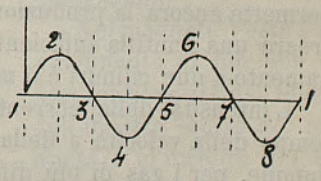


Fig. 186.

La disposizione generale del montaggio è quella indicata nella fig. 187 le cui lettere hanno il seguente significato:

A, calamite permanenti del magnete a ferro di cavallo; B, sopporto di bronzo; C, nocciolo di ferro dolce a forma di H; D, bobina che avvolge il nocciolo, il cui filo ad un'estremità mette capo al reoforo isolato *a*, mentre l'altro estremo va alla massa; E E, anello girevole (volet in ferro dolce) che riceve, mediante ruote dentate, movimento di rotazione dal motore.

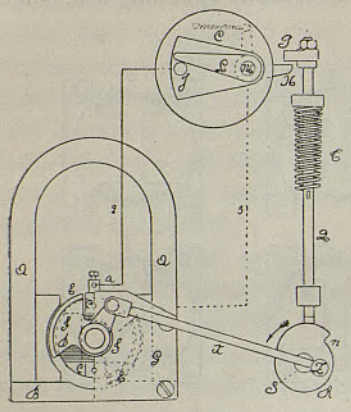


Fig. 187.

La registrazione del magnete si fa in relazione alla posizione dello stantuffo, determinando il punto nel quale deve scoccare la scintilla, secondo le norme che si diranno in seguito. Siccome il massimo di intensità della corrente avviene ad ogni quarto di giro, è in questo punto che si deve fare la rottura perchè la scintilla sia più intensa; così chiamando *posizione orizzontale dell'anello* quella della figura 185[4], la registrazione si farà prendendo la posizione orizzontale, ed avanzandola di qualche grado nel senso del movimento.

Quanto alla velocità della bobina in rapporto alla velocità del motore, l'impiego logico della medesima è per motore a quattro cilindri, essendo quattro i massimi di corrente in un giro, ed in tale caso il magnete fa tanti giri quanti sono i giri dell'albero motore.

Ne viene, come naturale conseguenza, che nel motore a due cilindri basterà che il numero dei giri del magnete sia metà di quello dell'albero motore, con motore a tre cilindri dovrà essere di $^3/_4$, e con motore a sei cilindri dovrà essere di $1\ ^1/_2$. Il minimo di velocità ammissibile è quello che permette ancora la produzione di una corrente abbastanza intensa sì da creare una scintilla sufficientemente calda. In queste condizioni il funzionamento a due cilindri è il meno favorevole.

L'intensità della corrente, e quindi della scintilla, è funzione a un tempo della velocità e della potenza magnetica della calamita. Converrà dunque, per i gas di più difficile accensione, o per le rotazioni lente del motore, l'uso di magneti a calamite multiple.

5. Accensione con magneto ad alta tensione. — Ma da quando si diffusero i motori veloci si volle pure risolvere il problema dell'accensione a mezzo di *magneti ad alta tensione;* ed è questo oggi, mercè le felici soluzioni ottenute, il sistema di accensione più comunemente in uso. Esso importa nel meccanismo generale di accensione una semplificazione notevole in quanto, all'infuori del magnete, non esistono più per tale scopo nelle

macchine organi in movimento; la corrente passando infatti direttamente dal magnete alle candele di accensione, che sono identiche a quelle da noi descritte per l'accensione ad accumulatori con bobina di Rumkorf.

In questo senso l'accensione con magnete ad alta tensione non presenta differenza sostanziale con quella a rocchetto di induzione; anche in questo caso la corrente ad alta si ottiene col mezzo di una sorgente elettrica a bassa tensione e di un trasformatore che ne eleva il voltaggio (tipi Eisemann, Vesta, Bosch, ecc.); diverso soltanto è il modo di ottenere la corrente a bassa tensione e di trasformarla in corrente ad alta.

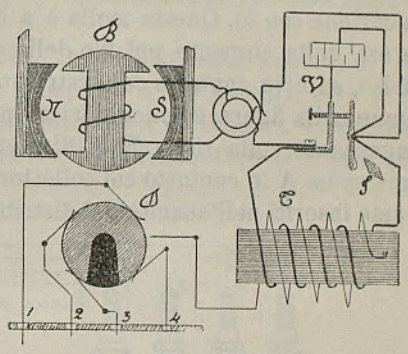


Fig. 188.

Nel magnete Eisemann, che ha notevole diffusione, la disposizione generale è quella della figura 188. Il gruppo N B S costituisce un magnete a bassa tensione facente funzione dell'accumulatore. Esso genera una corrente primaria a bassa tensione che, col mezzo del trasformatore T, costituente col vibreur V un apparato Rumkorf, la trasforma nel filo fino in corrente ad alta, corrente che viene distribuita dal distributore D ai quattro fili delle quattro candele di un motore a quattro cilindri. Lo schema è abbastanza chiaro per richiedere maggiori spiegazioni.

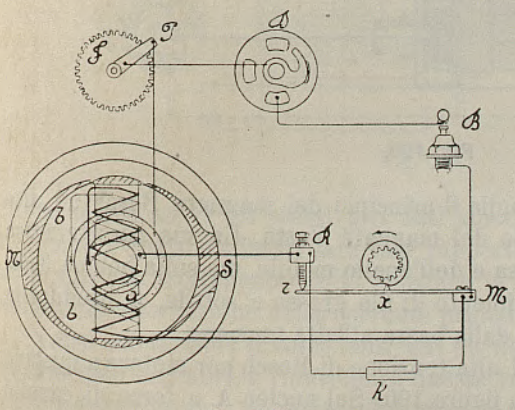


Fig. 189.

Nel magnete Vesta l'avvolgimento di filo fino ad alta tensione si trova invece sull'indotto stesso del magnete e al disopra dell'avvolgimento per la corrente primaria a filo grosso. Come alla figura 189 l'indotto è formato da un doppio T in ferro dolce, sul quale è avvolto un filo grosso ove prende origine la corrente primaria. Essa nasce nel filo, passa per la corona di bronzo isolata al frotteur isolato, ed alla vite platinata pure isolata R, quindi alle molle di contatto X e al blocco M; ritorna poi all'indotto per la massa. L'altro capo del filo di questo indotto è sempre unito alla massa. La corrente è interrotta ogni volta che la camma C, che porta l'indotto, viene a respingere lo sporto della lama di contatto X. L'indotto porta, al

di sopra di questo primo avvolgimento di grosso filo, un secondo avvolgimento di filo fino nel quale nasce la corrente indotta ad alta. Il circuito di questo secondario è così formato: da una parte il filo è collegato alla massa come nel primario; dall'altra parte ad una seconda camma di bronzo C isolata come la prima, concentrica ad essa e su cui sfrega una molla isolata P (che sulla figura per chiarezza di disegno è separata, ma in comunicazione con *b*). Questa molla è a diretto contatto col reoforo esterno di presa della corrente pel filo della candela, quando il motore è monocilindrico, ed è in contatto col distributore di corrente D quando il motore, come nella figura, è policilindrico. In tal caso l'indotto porta un rocchetto E ingranante colla ruota F di diametro doppio. Questa ruota è solidale ad una spina A in contatto col collettore P che sfrega sui quattro blocchi di rame inseriti nell'ebanite del distributore D.

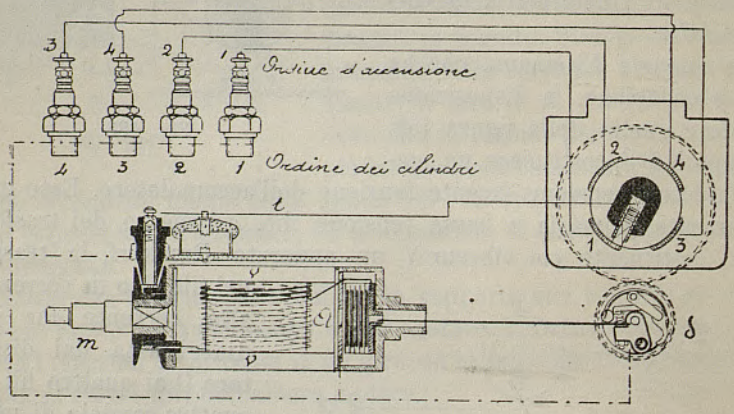


Fig. 190.

Salvo le differenze di dettaglio il principio del magnete Bosch ad alta tensione è lo stesso di quello del magnete Vesta. La sua caratteristica rimane quella della bobina fissa e dell'anello mobile, ma sulla bobina fissa, per effetto di un doppio svolgimento di filo grosso e sottile, si produce la trasformazione della corrente dalla bassa all'alta tensione.

Lo schema del magnete ad alta tensione di Bosch per motore a quattro cilindri è quello indicato nella figura 190. Sul nucleo A a ferro di cavallo del magnete, che è fisso, sono avvolte due spirali, una a filo grosso in cui si genera una corrente primaria a bassa tensione (segnata con linea grossa) e l'altra a filo sottile in cui si genera la corrente secondaria ad alta tensione(segnata con linea sottile). La prima si chiude passando pel condensatore P all'interruttore *d*, e alla massa, il collegamento colla quale è fatto colla linea punteggiata; la seconda si chiude pure col distributore D, le quattro candele e la massa pure secondo la linea punteggiata.

Nella rotazione del volet *v v* si generano ad ogni giro quattro scintille; il momento in cui scocca la scintilla nel cilindro è regolato dall'interruzione

della corrente primaria fatta col distributore *d*, e dal contemporaneo contatto del conduttore *o* con una delle piastrine conduttrici *p* che comunicano colle candele. In *t* si ha un apparato di sicurezza sul circuito secondario. In *m*, nel prolungamento dell'albero del *volet*, è montato l'ingranaggio che riceve direttamente moto dal motore, fissandone le dimensioni così da avere nella bobina quel numero di giri che corrisponde alla speciale applicazione.

Come detto, questo numero di giri sta in rapporto a quello motore, di $^1/_2$ per macchine a due cilindri, di $^3/_4$ per macchine a tre cilindri, di 1 per macchine a quattro cilindri, e di $1\,^1/_2$ per macchine a sei cilindri. Viceversa il rapporto di rotazione fra l'interruttore *d* ed il distributore D è tale da

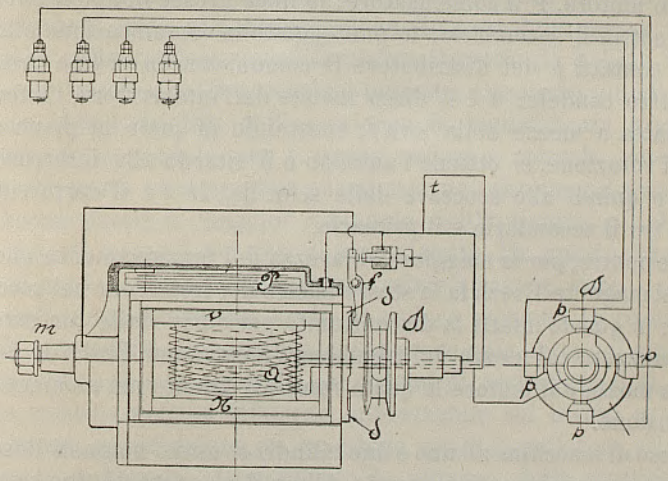


Fig. 191.

far compiere ad O gli stessi giri dell'albero di distribuzione. Così per macchine a quattro cilindri sarà tale rapporto di $^1/_2$. L'avanzo o il ritardo all'accensione s'ottengono collo spostare la posizione dell'interruttore *d* affinchè la interruzione della corrente primaria avvenga prima o dopo.

Notisi che facendo il volet tanti giri da dare in un giro tante scintille quante sono i cilindri, e riducendosi questa velocità nel rapporto tra interruttore e distributore, si genera effettivamente un numero di correnti doppie del necessario, ma le scintille in più non scoccano in quanto l'interruttore riconduce alla meta il numero delle correnti che passano il distributore, effettuando interruzioni del primario che sono metà di quelle dalle correnti prodotte.

Altra disposizione data da Bosch al magnete è quella schematicamente rappresentata nella figura 191, le cui lettere per ragione di maggior chiarezza corrispondono a quelle della figura precedente. Ma vi è una variante notevole nella posizione dell'interruttore del circuito primario, e nel distributore del secondario. Il magnete fa cioè col volet tanti giri quanti sono

quelli dell'albero distributore, e cioè metà giri del motore, essendo il distributore montato direttamente sul suo asse. In tal caso il numero delle interruzioni di corrente è eguale al numero delle scintille prodotte nel primario e nel secondario. L'interruttore avrà in tal caso quattro punti di interruzione.

Applicando un magnete di tal genere a motori a due cilindri la velocità deve essere di $^1/_4$ di quella del motore, quindi probabilmente troppo ridotta per poter dare una scintilla efficace; nel caso di motore a 6 cilindri la velocità di rotazione deve essere $^3/_4$ di quella dell'albero motore.

Come alla figura, A è la bobina fissa; *m* è l'anello mobile comandato dall'albero motore, P il condensatore; le linee grosse dànno il circuito primario, le sottili il secondario; le punteggiate la comunicazione alla massa. I quattro contatti *p* del distributore D comunicano in ordine progressivo colle quattro candele; *d* è il disco mobile dell'interruttore, l'interruzione essendo fatta a mezzo della leva *f*, spostando la quale in piano normale all'asse di rotazione, si ottiene l'anticipo o il ritardo alla interruzione del primario e quindi allo scoccare delle scintille. In *t* è il corto circuito di sicurezza tra il secondario e il primario.

È bene notare, per la maggiore chiarezza del funzionamento, che l'interruttore del magnete Bosch fa lo stesso effetto del trembleur nel rocchetto di Rumkorf; in questo infatti la discontinuità periodica della corrente induttrice è realizzata col mezzo del trembleur, mentre nel Bosch lo è a mezzo di camma mossa dal motore la quale rompe il circuito nel momento preciso dell'accensione.

Nel caso di macchine ad uno o due cilindri si usano magneti Bosch senza anello e ciò per ragione di economia. Allora il magnete dà due scintille per giro, una delle quali resta inutile per macchine ad un cilindro e scocca nello scarico. Lo spostamento dell'accensione è fatto sul magnete stesso.

6. Considerazioni sull'accensione. — Noi abbiamo esaminato sommariamente gli apparati di accensione oggi in uso per le motrici veloci e ne abbiamo indicato i principali caratteri, non certamente per studiarne i dettagli di costruzione e calcolo, sibbene il modo di funzionamento e registrazione. Sebbene l'apparato di accensione sia un organo di essenziale importanza per un motore a combustione, tanto che esso decide non solo della bontà del funzionamento ma ancora della sua possibilità, pure la costruzione di tali apparati esce dal campo speciale dei motori, per entrare in un'altra categoria estranea al nostro còmpito.

Esamineremo invece come più attinenti al nostro scopo altri interessanti problemi che riflettono l'accensione, e questi sono:

1° L'influenza della natura della scintilla sulla potenza dei motori, in relazione alle varie qualità di combustibili impiegati;

2° La registrazione dell'accensione in rapporto alla posizione dello stantuffo ed ai vari combustibili, ed all'effetto dell'anticipo e del ritardo.

Quanto all'influenza dell'accensione in rapporto alle varie qualità di combustibili ed alla maggiore o minor ricchezza della miscela, noi possiamo affermare, per esperienze ripetute, che i vari modi di accensione esaminati si equivalgono, quando si intenda che il loro funzionamento sia regolare. Delle miscele povere o ricche formate coi combustibili più varii, dal gas povero coll'aria alla benzina coll'aria, ed ai vari tenori, sempre entro i limiti di combustibilità, hanno dimostrato di potersi accendere perfettamente bene, tanto alla bassa tensione dei martelletti, quanto all'alta tensione delle candele ottenuta con accumulatori o con magnete. Noi abbiamo anzi constatato, contrariamente all'opinione generale, che miscele ritenute di difficile accensione, e cioè di aria e gas povero di poca potenza calorifica e poco compresse (cioè alla compressione limitata della messa in moto) davano luogo colle candele, azionate alternatamente da bobine Rumkorf e da magnete Bosch, a delle accensioni perfette. Crediamo quindi di poter distruggere, dopo i risultati dell'esperienza, la ingiustificata prevenzione contro l'uso delle candele per i motori veloci a miscele povere. Non neghiamo che possa occorrere in questi casi nel sistema ad accumulatori l'uso di accumulatori a maggior voltaggio dell'ordinario, o nel caso di magneti l'uso di magneti con più di due calamite. Ma questo diamo come consiglio di prudenza per l'impiego delle miscele assai povere.

A confortare questo nostro modo di vedere vengono le recenti esperienze dell'Automobile Club Britannico; le prove quivi fatte dal sig. Watson hanno dimostrato che, in generale, coi sistemi di accensione noti, il carattere della scintilla non ha influenza apprezzabile sul lavoro prodotto, il quale, a buona registrazione, si mantiene quale è conforme alla natura della miscela impiegata. Aumentando la potenza della scintilla non si ottenne beneficio di maggior lavoro. Si è verificato il caso che la potenza scemasse per accensione ad accumulatori e bobina quando scemava di troppo il voltaggio dell'accumulatore. Tal fatto deve attribuirsi non alla scintilla deficiente ma al cattivo funzionamento del trembleur per cui mancavano le accensioni. Questo risultato delle prove è importante perchè consiglia per economia e per minor spreco di energia l'uso di accumulatori a carica limitata. Nè conseguenza diversa può aversi essendosi constatata identità di risultati con voltaggio della corrente primaria di 0,6 ampère con scintilla lunga mm. 5, e con voltaggio di ampère 0,3 con scintilla ridotta a mm. 0,3.

Queste considerazioni distruggono molte idee preconcette, e derivate probabilmente da un inesatto apprezzamento dei fatti verificantisi nel funzionamento di un motore. Sembra quindi di poter concludere:

1° che nei motori a combustione la natura della scintilla, lunga o corta, forte o debole, non ha che influenza trascurabile sulla forza sviluppata;

2° che in una bobina a trembleur l'istante dell'accensione può variare in modo irregolare per difetto nelle vibrazioni del trembleur quando la corrente si indebolisce; e ciò può dar luogo a notevole diminuzione di lavoro;

3° l'irregolarità dell'accensione nelle bobine a trembleur varia da bobina a bobina, per modo che difficilmente un motore policilindrico avente accensione con bobine separate può dare lavoro eguale nei vari cilindri e quindi il massimo della forza disponibile;

4° la rottura del circuito primario con distributore speciale a comando meccanico realizza un notevole perfezionamento nei sistemi di accensione, e spiega come il magnete ad alta tensione di Bosch dia risultati di maggiore regolarità nel funzionamento del motore.

Quanto alla *registrazione* dell'accensione è bene che nell'effettuarla si tengano presenti alcune circostanze. Se noi ritenessimo che la scintilla scatti all'atto stesso in cui si stabiliscono i contatti elettrici che la fanno scattare e che la propagazione della fiamma avvenga immediata, noi dovremo registrare l'accensione in via normale per modo che essa si verifichi al punto morto dello stantuffo (fase di esplosione) o leggermente al di là nel senso del moto. Ma, se possiamo ammettere che la corrente si propaghi istantanea sì che al momento in cui gli organi meccanici la comandano scatti tosto o sulle candele o sul martelletto, lo stesso non si può dire della rapidità della propagazione, la quale, per verificarsi ed essere completa, in modo che la miscela riesca tutta combusta, richiede un tempo apprezzabile. Però, per quanto possa essere limitata la velocità di propagazione essa è sempre notevolmente superiore alla velocità dello stantuffo nel punto in cui avviene l'accensione, e cioè nella prossimità del punto morto. Più lo stantuffo si muove velocemente, più è breve il tempo che esso impiega a oltrepassare il punto morto e più l'accensione deve essere anticipata onde dar tempo alla propagazione di compiersi. Sarebbe però fatale al buon andamento del motore ed allo sviluppo del suo lavoro che questo anticipo fosse tale che la completa propagazione si compia prima che lo stantuffo sia arrivato al punto morto, poichè, in tal caso, lo statuffo riceverebbe una spinta contraria al senso del moto, spinta che prende nome di *contraccolpo;* in tal caso può anche avvenire che gli organi della macchina sieno sottoposti a pressioni maggiori di quelle calcolate.

La prima norma quindi di una buona registrazione delle accensioni è quella di poterla regolare in base alla velocità dello stantuffo e cioè al numero di giri della macchina, occorrendo i maggiori avanzamenti colle velocità maggiori. Appunto a tale scopo tutti gli organi di accensione hanno disposizioni per l'avanzamento ed il ritardo; alla messa in moto il motore possiede sempre una velocità limitata e l'accensione deve essere disposta in tal punto col massimo ritardo; ma la velocità del motore accelera mano mano, e l'accensione deve essere disposta per secondare o favorire questo acceleramento, fino a quel grado di velocità e di avanzamento che assicura il rendimento massimo del motore. Perchè, se tutte le altre disposizioni logiche della distribuzione sono rispettate, ciò non basterebbe a far sviluppare alla macchina il lavoro che essa deve fornire, se

l'accensione non potesse essere regolata così che il ciclo del motore avvenga come è stato teoricamente stabilito, e cioè colla linea di esplosione verticale, o quasi, al punto morto. In complesso la velocità dello stantuffo e l'avanzamento all'accensione esercitano correlativamente, uno sull'altro, l'azione di causa ed effetto. Se mettiamo in moto la macchina col ritardo massimo essa tende ad accelerare fino a quanto è consentito dal lavoro a vuoto, ma l'acceleramento ha un massimo dipendente dal maggior ritardo che si verifica se essa si muove più rapida e se l'accensione non è stata toccata da quella che era al momento della messa in moto. Così, per mantenere la velocità si deve avanzare l'accensione, e questo avanzo produce un ulteriore aumento di velocità fino al limite in cui ci avviciniamo al contraccolpo, limite che corrisponde al lavoro massimo.

Ma non ha influenza sul grado di avanzamento la sola velocità: un'altra influenza rimarchevole è quella della combustibilità della miscela dipendente dal grado di diluizione del combustibile coll'aria, o dal potere calorifico del combustibile. Così, siccome le miscele povere, sia per effetto di maggiore diluizione coll'aria, sia per l'uso di gas poveri, impiegano un maggior tempo alla propagazione, ne verrà di conseguenza che, per ottenere forza massima, l'avanzamento dovrà essere maggiore.

Il fatto della maggiore o minor lentezza alla propagazione chiarisce che una vera esplosione a volume matematicamente costante non esiste nei motori: ma praticamente il tempo della propagazione non influenza il funzionamento presupposto, poichè il fatto si verifica nella vicinanza del punto morto, quando grande è il percorso angolare della manovella e piccolo il percorso rettilineo dello stantuffo.

Quanto alle norme per la registrazione alcuni registrano l'accensione sul massimo ritardo, altri invece le registrano sul massimo anticipo. Nel primo caso posto lo stantuffo al punto morto (fase di compressione) si dispone l'accenditore così che esso dia la scintilla col maggior ritardo; ovvero si fa dare la scintilla al massimo anticipo ponendo però lo stantuffo in quella posizione (prima del punto morto al termine di compressione) che vi corrisponde. Generalmente questo massimo anticipo dalle macchine più veloci alle più lente, da quelle che funzionano colle miscele più povere alle più ricche, varia da 30° a 50° di rotazione della manovella indietro del punto morto.

Quanto al modo con cui nei vari apparati si regola la posizione dello avanzamento o del ritardo, si hanno per ciascuno delle norme specifiche che sono fornite dai costruttori.

Nel caso di accensione a rocchetto ed accumulatori la registrazione si fa sul distributore ponendo il contatto nella posizione di massimo ritardo od anticipo secondo che si segua l'uno o l'altro dei due metodi esposti. Nel caso di magnete Bosch, la regolazione del punto in cui scocca la scintilla è fatta fissando la posizione dell'anello (volet) corrispondente alla figura 185[4] e avanzando di qualche grado in più sì che la distanza dall'orlo

del volet dal polo sia di 4-8 mm. Questo leggero avanzamento assicura una migliore scintilla.

In genere in un motore ben regolato se avvengono delle difficoltà alla messa in moto, delle perdite di esplosioni, delle esplosioni fuori posto, degli arresti, la colpa principale deve attribuirsi al sistema di accensione. Qualunque sia il sistema, data la delicatezza degli organi produttori di elettricità, la presenza di fili numerosi, la necessità di evitare contatti, si dovranno avere le maggiori cautele nella disposizione e nella manutenzione dell'impianto elettrico di accensione. Suggerire qui tutte le norme che debbono guidare per rintracciare un difetto in caso di accensione manchevole e per rimediarvi non sarebbe consono all'indole di questo lavoro.

Diremo solo che è necessario assicurarsi nei rocchetti del regolare funzionamento del vibreur, nei distributori della pulizia dei contatti, nei fili di un isolamento perfetto, nei magneti di ogni assenza di umidità o corti circuiti, nelle candele della massima pulizia tra le punte, del buon isolamento e di evitare ogni proiezione di olio dall'interno del motore sulle candele.

7. La doppia accensione. — Alcuni motori sono muniti di un doppio sistema di accensione per ottenere maggior sicurezza del funzionamento onde avere la riserva nel caso di guasto di uno degli apparati; altri sono provvisti di un doppio sistema per necessità o comodità inerenti alla messa in moto.

Quando si accoppiano due sistemi di accensione tale accoppiamento è sempre fatto riunendo il sistema che possiede un'energia elettrica propria ad un altro in cui l'energia elettrica deriva dal movimento del motore. Perciò si accoppiano: il sistema ad accumulatori e bobine Rumkorf ad alta tensione col magnete a bassa tensione o col magnete ad alta tensione.

La ragione ne è evidente. All'avviamento del motore, sia questo avviamento fatto a mano od automatico, la maggior sicurezza di accensione si ha cogli apparati in cui l'energia elettrica è prodotta indipendentemente dal motore; in caso contrario è necessario dare all'avviamento un impulso abbastanza veloce perchè la corrente possa generarsi nel magnete. Ciò rende più faticosa la messa in moto. Per ragioni di economia si evita spesso la doppia accensione malgrado il vantaggio che essa offre, sia come riserva, sia per facilitare l'avviamento.

In alcuni casi, specie nei grossi motori che non potrebbero esser messi in moto a mano, la doppia accensione diviene una necessità. Noi tratteremo questo argomento studiando la messa in marcia automatica dei motori potenti a più cilindri; comunque essa sia fatta, o coll'aria compressa o con altro mezzo, il primo impulso è sempre troppo debole perchè il motore, il quale parte dal riposo, possa acquistare una sufficiente velocità onde il magnete funzioni. L'accensione ad accumulatori è allora il complemento necessario dell'avviamento: ottenuto il quale si passa all'accensione col magnete mediante opportuno sistema di commutazione.

L'accensione ad accumulatori ha talvolta il vantaggio, coi motori funzionanti a miscele ricche ed a quattro e sei cilindri, di provocare la messa in moto automatica del motore, se la scintilla scocchi in un cilindro ove la miscela si trovi compressa, e lo stantuffo abbia già iniziata la corsa di esplosione. Ma si tratta di un fatto non sempre sicuro, e che quindi non può considerarsi come mezzo positivo di messa in moto automatica.

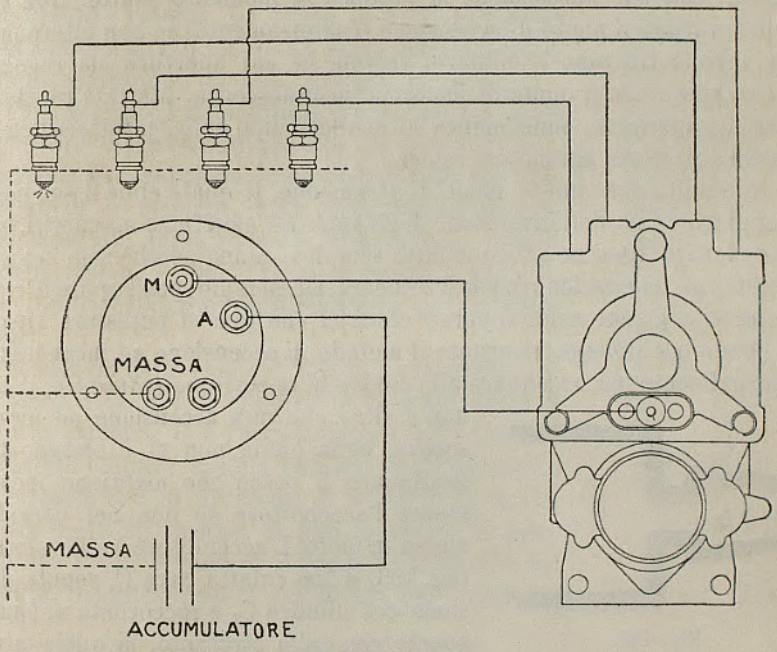


Fig. 192.

Una recente disposizione rappresentata schematicamente dalla fig. 192 è intesa ad ottenere la doppia accensione alla messa in moto, per realizzare la partenza automatica del motore, col solo impiego di magnete ad accumulatore sopprimendo il rocchetto e la grave complicazione di fili che importano i due sistemi. Lo schema è abbastanza chiaro e non richiede spiegazioni.

8. Accensione ad incandescenza. Accensione spontanea ed accensione catalitica. — Noi abbiamo esaminato con dettaglio l'accensione elettrica che è il sistema fondamentale di accensione nei motori veloci. Non dobbiamo tuttavia nascondere che questi sistemi riposano tutti sull'impiego di apparati costosi, complessi, e dei quali, in circostanze speciali, sarebbe difficile procedere alla riparazione od al ricambio. Può essere dunque il caso che in qualche circostanza molto speciale si debba o si possa ricorrere all'accensione ad incandescenza. Questa accensione è così denominata perchè riposa sul concetto di mantenere incandescente un corpo cavo o un tubo, in porcellana, platino, nichel, mediante la fiamma di un bruleur fisso,

che comunica coll'interno del cilindro e provoca l'accensione della miscela quando questa vi viene a contatto. Questi bruleurs sono dei becchi Bunsen di forma appropriata al combustibile che si impiega (o gas o petrolio o alcool). Il tubo, mantenuto al rosso vivo, comunica costantemente coll'interno del cilindro, e la lunghezza e il punto di massimo calore ne sono regolati così che l'accensione si produca al momento esatto. Non si potrebbe variare il punto di accensione (l'avanzamento) se non interponendo una valvola tra tubo e cilindro, valvola la cui apertura sia regolabile, ovvero spostando il punto di massima incandescenza. Ma tale regolazione è assai imperfetta, onde manca al sistema una delle caratteristiche più preziose richiesta dai motori veloci.

Ne risulta che questo modo di accensione, il quale ebbe il suo periodo di impiego prima dell'invenzione degli apparati elettrici o magnetici, oggi è abbandonato: e noi ne abbiamo fatto semplice cenno perchè solo in speciali circostanze (navigazione in paesi coloniali, ad esempio) può servire di ripiego di fronte a guasti negli apparati elettrici che non si potessero riparare.

Perciò noi abbiamo ricordato il metodo di accensione ad incandescenza principalmente per accennare alla cosidetta *accensione spontanea*, la quale non è altro che una accensione ad incandescenza, nella quale non vi è bisogno di far funzionare il becco che mantiene incandescente l'accenditore se non nel periodo di messa in moto. L'accenditore è allora formato (fig. 193) d'una culatta cava C, venuta di fusione col cilindro C_1 e raccordata al fondo di questo con tubo strozzato, la quale talvolta impiegasi anche come mezzo di vaporizzazione del combustibile proveniente per *o*. Per la messa in moto la culatta C si riscalda con lampada, e quando è stata portata al calor rosso si mette il motore in azione.

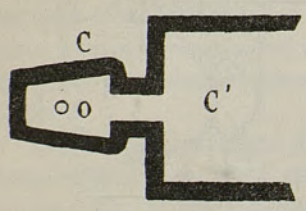


Fig. 193.

Il calore sviluppato dalle esplosioni successive mantiene la culatta al rosso. Tale sistema di accensione non può agir bene se non quando le esplosioni si succedono con regolarità; una regolazione a base di tutto o nulla sarebbe contraria a tale sistema. Essa è molto più sicura nei motori a due tempi mancando in essi le due corse di aspirazione e scarico che producono un raffreddamento delle pareti. Anzi con motori a due tempi si può evitare la culatta apposita, bastando il riscaldo del fondo del cilindro convenientemente sagomato.

Allo stesso ordine dell'accensione spontanea appartiene l'*accensione catalitica*, riposante su alcune proprietà del platino o di metalli della stessa famiglia. Se si colloca nella camera di compressione del motore una piccola massa convenientemente formata di un metallo inossidabile e abbastanza poroso, essa condensa nei suoi pori una piccola quantità della miscela esplosiva generando un eccesso di pressione che ne provoca la combustione.

Si è esperito dapprima il nero di platino senza grande successo; e così pure il filo di platino; gli altri metalli della famiglia del platino devono essere usati allo stato di purezza e non sono esenti da inconvenienti. Sembra che due leghe possano soddisfare alla condizione della durata, cioè una lega di osmio iridato e di rutenio, ed una lega di platino iridato e rutenio. La messa in moto si ottiene facendo attraversare il filo della lega, collocato nella camera di esplosione, da una corrente elettrica.

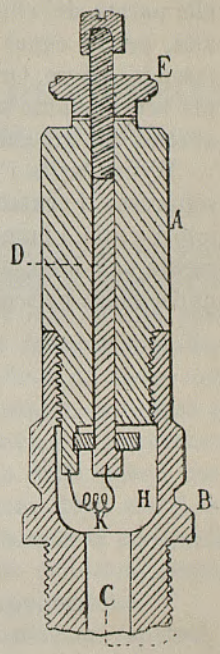


Fig. 194.

Di qui è derivato l'accenditore Wydts che può dirsi un accensore elettro-catalitico con la forma di una vera candela di accensione come vedesi nella fig. 194. La spirale K è formata dalla lega. Essa è fissata per un capo alla spina centrale D in metallo, isolata però dalla massa, e per l'altro al pezzo A pure in metallo. La porcellana è completamente esclusa dalle candele.

Il montaggio delle candele Wydts è rappresentato nella figura 195. T è il cilindro motore sul quale è avvitata la candela; G è l'accumulatore il cui circuito si chiude sul cilindro e sulla candela coll'intermedio di un reostato R e di un pezzo di contatto M, la cui posizione lungo il reostato si può regolare. Si comprende che facendo passare il pezzo metallico M sul reostato R, modificandosi la resistenza del circuito, si otterrà nel filo di

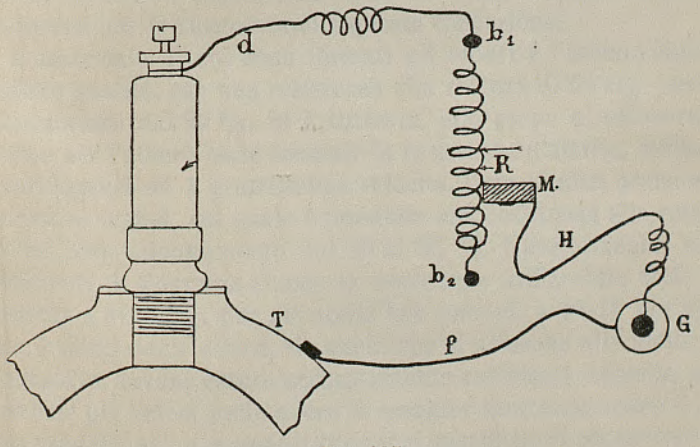


Fig. 195.

platino o della lega un riscaldo più o meno vivo, quindi la possibilità di regolare il punto esatto di accensione producendo il ritardo o l'anticipo della medesima.

Questo anticipo e ritardo si fanno automatici. Infatti, se il periodo nel quale dura la compressione è breve, i gas non hanno tempo di cedere calore alla parete del cilindro e la loro temperatura a fine di compressione è più alta, per un egual valore della compressione, che se la durata di questa fosse maggiore. Ora il tempo nel quale si produce la compressione è tanto più breve quanto più rapido è il moto del motore. Ecco perchè l'inventore afferma che gli anticipi e i ritardi sono automatici.

Wydts esalta i vantaggi di tale accensione, notando che per essa viene soppresso il contatto, la candela di porcellana, la forte batteria di accumulatori e pile, i numerosi fili a difficile isolamento, il magnete, e viene assicurata una intensa accensione a temperatura elevatissima, con una spesa nulla, senza pericolo che l'insudiciarsi delle candele ne sospenda l'azione.

CAPITOLO X.

CALCOLAZIONE DEGLI ORGANI PRINCIPALI DEI MOTORI VELOCI A COMBUSTIONE

1. **Sul calcolo degli alberi in genere.** — Il calcolo di un albero motore ad una o più manovelle è problema assai delicato, il quale richiede le risorse dell'analisi. Ma anche ricorrendo a questa, è ben difficile, specie pel caso di più manovelle, lo stabilimento di una formola semplice e maneggevole. A tale riguardo la statica grafica può offrire un mezzo abbastanza comodo e rapido per giungere a risultati sufficientemente esatti per i bisogni della pratica, in quanto l'errore massimo dovuto al tracciamento geometrico può trascurarsi di fronte a quello creato dalle ipotesi che si debbono fare nel calcolo circa il modo di applicazione degli sforzi, e le deformazioni dell'albero. Ma spesso si vuole evitare la noia di un tracciato grafico, tanto più che la pratica pretende che dalle deduzioni generali analitiche si desumano formole semplici di pronta applicazione.

In questo campo domina ancora, anche presso costruttori reputati, un deplorevole empirismo, come ne è prova il fatto che alcuno calcola ancora l'albero a più gomiti, considerando uno solo di questi per gli sforzi derivanti dal cilindro che gli è proprio, mentre è evidente che in tal caso l'albero andrebbe considerato come un trave continuo a più appoggi, o con ipotesi che lo riconducano a questa concezione.

Il materiale di cui sono formati gli alberi è l'acciaio dolce fuso della migliore qualità, con una resistenza alla rottura di 50 chg. per cmq. ed un allungamento del 20 %. Si è tuttavia, allo scopo di ottenere dimensioni minime per l'albero onde scemare la resistenza d'attrito, diffuso, specie nei motori leggeri ed a grandissima velocità, l'uso di altri acciai e specie dell'acciaio al nichel, col quale è possibile una resistenza alla rottura di 70 a 90 chg., con allungamento dal 20 al 25 %. Naturalmente, nel calcolo, il coefficiente di sicurezza riduce la resistenza utilizzabile sotto il limite di elasticità a 8-10 chg. per gli acciai fusi comuni, a 10-14 per gli acciai speciali. I perni degli alberi, sia quelli che si uniscono alle bielle, come quelli di sopporto, devono essere accuratamente rettificati; talvolta, specie per le macchine più veloci, onde avere la maggior sicurezza contro il logoramento e per renderli atti a maggiori pressioni specifiche si procede ad una tempra superficiale seguìta dalla rettifica alle smerigliatrici.

Gli sforzi sono trasmessi all'albero colla testa di biella; e tali sforzi comprendono la pressione sullo stantuffo, le forze di inerzia dovute alla periodica variazione di velocità degli organi a moto alternato, e la forza

centrifuga delle parti ruotanti non equilibrate. Le forze di inerzia, che spesso si trascurano, modificano invece, come vedemmo, la distribuzione ciclica dei momenti e la posizione di lavoro massimo dell'albero; la loro azione non può quindi ritenersi superflua. Ci siamo del resto abbastanza diffusi su tale argomento alla pag. 50 e seguenti.

2. Alberi a manovella unica. — Entrando ora nell'argomento, noi considereremo dapprima il caso di un *albero a manovella unica* compreso tra due sopporti col volano in falso come è il caso ordinario pei motori veloci. In via normale basterà calcolare i perni e le braccia della manovella per le forze che agiscono nel periodo di esplosione, *e in due casi, al punto morto e al massimo momento di torsione* per la posizione di manovella in cui ciò avviene.

a) *Bottone o perno di manovella* (fig. 196). — La pressione massima p al *punto morto* (pressione che si determina in base al diagramma corretto

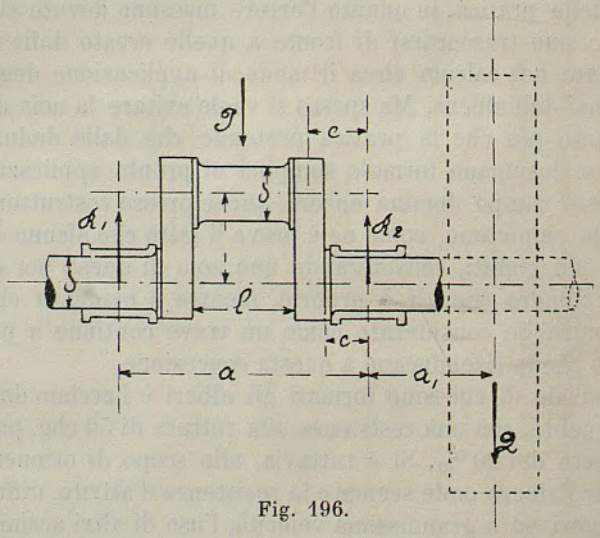


Fig. 196.

dalla pressione di inerzia, ed alla sezione dello stantuffo), determina sul perno un momento flettente massimo M_1. Il peso Q del volano determina pure un momento flettente M_2 ed un momento di rotazione M_r, i quali conviene determinare in base alle reazioni sugli appoggi R_1, R_2.

Le reazioni sugli appoggi derivanti da p sono $\frac{p}{2}$, quelle derivanti da Q sono: sul perno 1, $Q \cdot \frac{(a + a_1)}{a}$, e sul perno 2, $Q \cdot \frac{a_1}{a}$.

Il momento M_1 dedotto direttamente da p è:

$$M_1 = \frac{p}{4} a.$$

I momenti M_2 M_r deduconsi dalle reazioni prodotte da Q. Quindi

$$M_2 = Q \cdot \frac{a_1}{a} \cdot \frac{a}{2}$$

$$M_r = Q \cdot \frac{a_1}{a} \cdot r.$$

M_1 e M_2 sono nella stessa direzione e si sommano dando il valore totale M. I momenti M e M_r dànno luogo ad un momento ideale M_i dedotto dalla formola di Bach

$$M_i = 0{,}33\ M + 0{,}65\ \sqrt{M^2 + M_r^2}.$$

Il diametro d del perno o la resistenza unitaria k di esso si dedurrà dalla formola generale di resistenza alla flessione:

$$M_i = k \cdot \frac{\pi\, d^3}{32}.$$

Possiamo dire subito che se il volano è addossato al perno sì che a_1 diventi piccolo, e specie nei nostri motori veloci ove Q è piccolo, il calcolo del diametro del perno può farsi trascurando l'effetto di Q e solo considerando quello di p e cioè $\frac{p}{4}\, a$, facendo quindi

$$M_1 = \frac{p}{4} \cdot a \cdot = k \cdot \frac{\pi\, d^3}{32}.$$

È bene notare che anche adottando per k coefficienti elevati si ha sempre un grande margine di sicurezza, sovratutto perchè il valore di a non corrisponde alla mezzeria dei sopporti e praticamente può anche sostituirsi ad a il valore di $0{,}75\ a$; poi perchè il valore di p non si manifesta che in un istante il quale non può essere sufficiente a dar tempo al prodursi di deformazioni; infine perchè il carico è uniformemente ripartito sulla lunghezza del perno e non concentrato al mezzo come si è supposto. Anzi, così essendo effettivamente, M_1 diverrebbe eguale a $\frac{p}{8} \cdot 0{,}75\ a$.

b) *Braccia laterali.* — I momenti delle braccia della manovella e dei perni dei sopporti possono pure così ridursi proporzionalmente.

Il braccio di manovella al *punto morto* lavora non solo alla pressione sotto p, che non avrebbe grande effetto, ma ancora alla flessione e tensione per effetto del volano.

Un momento flettente è dato da:

$$\frac{p}{2} \cdot e = m_1.$$

Un altro da

$$Q \cdot \frac{a^1}{a} \left(r - \frac{d}{2} \right) = m_2.$$

Il momento di torsione risulta da:

$$Q \frac{a^1}{a} (a - e) = m_3,$$

donde risultano i carichi unitari:

$$k_1 = \frac{m_1}{\frac{1}{6} b h^2} \qquad k_2 = \frac{m_2}{\frac{1}{6} b h^2} \qquad t = \frac{m_3}{\frac{2}{9} b^2 h}$$

e quindi gli sforzi totali alla metà del lato più largo del braccio k_1 e t, e alla metà del più stretto $k_1 + k_2$ e $\frac{b}{h} t$, si possono riunire in una tensione principale alla flessione

$$k = 0{,}35\ k + 0{,}65\ \sqrt{k^2 + 4\ t^2}.$$

Quando il volano è appoggiato su sopporto al di là, i momenti di Q scompaiono.

Nell'applicazione della formola si dovrà tener conto esatto dell'unità di misura prescelta. Questi calcoli rispondono alla posizione del punto morto dello stantuffo.

Ma è bene che il diametro d e le braccia si calcolino da un altro punto di vista.

Il perno della manovella (diametro d) si determina anche in base al momento massimo di rotazione. Dal diagramma degli sforzi tangenziali risulta che lo sforzo massimo di torsione ha luogo per un angolo α di 40° percorso dalla manovella, cui corrisponde un angolo di deviazione della biella nei normali rapporti di $\beta = 7{,}3°$. In questa posizione, la pressione lungo la biella è di $0{,}7\ p$, se p è la pressione massima sullo stantuffo, e lo sforzo tangenziale è $0{,}5\ p$. Ma lo sforzo lungo la biella genera una forza radiale che è eguale a detto sforzo moltiplicato per cos $(\alpha + \beta)$, e nel caso attuale tale pressione risulta di $0{,}46\ p$, di cui la metà incombe ad ogni sopporto.

Il perno della manovella subirà dunque:

Un momento flettente per lo sforzo tangenziale

$$m_f = \frac{0{,}5\ p\ .\ a}{4} = 0{,}125\ p\ a.$$

Un momento flettente per la componente radiale

$$m_r = \frac{0{,}23\ p\ .\ a}{2} = 0{,}115\ p\ a.$$

Un momento di torsione

$$m_t = 0{,}25\ p\ .\ r.$$

I momenti m_f m_r, le cui linee d'azione si tagliano ad angolo retto, dànno origine al momento flettente totale

$$m_{fr} = \sqrt{(0{,}125\ p\ a)^2 + (0{,}115\ p\ a)^2}$$

originando quindi la tensione unitaria corrispondente k. Il momento di torsione m_t darà origine alla tensione unitaria t; quindi la tensione totale sarà

$$0{,}35\ k + 0{,}65\ \sqrt{k^2 + 4\ t^2}$$

e dovrà essere minore della tensione ammissibile pel materiale. In ogni caso si confronterà questo risultato con quello ottenuto per il calcolo relativo alla posizione del punto morto.

Per la stessa posizione della manovella ($\alpha = 40°$) il calcolo delle *braccia* si fa pel momento di flessione dovuto allo sforzo tangenziale $0{,}5\,p\,.\,r$, per un altro momento di flessione $0{,}23\ p\,.\,e$, e per un momento di torsione $0{,}25\ p\,.\,e$.

I *perni dei sopporti* dell'albero, considerato il caso più frequente dei nostri motori, cioè col volano in falso, lavorano alla loro radice, dal lato del volano ove si fa la trasmissione della forza, alla flessione a cagione di Q, e per la componente radiale della pressione sullo stantuffo $0{,}46\ p$, e alla torsione a cagione dello sforzo tangenziale $(0{,}5\ p)$. Le due flessioni sono disposte sotto un dato angolo e si dovrà quindi trovarne la risultante.

Le tensioni dovute allo sforzo di recisione derivanti dalla componente radiale si possono trascurare.

Se indichiamo con r_r la reazione sull'appoggio provocata dalla componente radiale, e con r_q quella derivante dal peso del volano, queste reazioni si incontrano sul perno sotto angolo di $90 - \alpha$ e la loro risultante sarà:

$$R = \sqrt{r_r^2 + r_q^2 \pm 2 \cos 50°\ r_r\ r_q}$$

avremo dunque un momento di flessione risultante $R\,.\,e = m_a$; un momento di torsione $0{,}5\ p\,.\,r = m_t$, donde il momento unico principale di flessione:

$$M = 0{,}35\ m_a + 0{,}65\ \sqrt{m_a^2 + m_t^2}.$$

Questo calcolo parte, per sicurezza, dal concetto che il perno presso il volano sopporti la totalità del momento di torsione derivante dallo sforzo a trasmettere.

Devesi però tener conto del caso della trasmissione di uno sforzo a mezzo di cinghia, la quale all'altro capo del perno darà origine ad uno sforzo di flessione, combinato collo sforzo di torsione $0{,}5\ p\,.\,r$. Si comprende che il perno dal lato della trasmissione deve giustamente avere dimensioni maggiori.

Quanto alla *lunghezza* dei perni alla manovella ed ai sopporti, essa risulta specialmente dal lavoro di attrito, e dalla pressione specifica ammissibile, onde evitare ogni traccia di logoramento.

L'equazione generale del lavoro di attrito, se P è la pressione sul perno, è data da:

$$\text{chgmetri } A = \frac{P}{d\,l} \cdot \frac{d\,\pi\,n\,f}{60},$$

f varia da 0,03 a 0,1, e il termine $\frac{P}{d\,l}$ rappresenta la pressione specifica sul perno. Ora l'esperienza consiglia a non superare per cmq. il carico unitario di 100 ~ 120 chg.; è meglio, in ogni caso, tenersene al di sotto. Questo dato suppone che $\frac{P}{d\,l}$ sia indipendente dal numero di giri. Ma l'esperienza prova che ciò non avviene. Noi possiamo anzi dire, in base ad essa, che il valore di $\frac{P}{d\,l}$ è eguale ad $\frac{a}{n}$, a essendo un costante sperimentale per i vari materiali, ed n il numero di giri. Sarà dunque:

$$\frac{P}{d\,l} = \frac{a}{n} \qquad a = \frac{P\,.\,n}{d\,l}.$$

Ora, secondo la qualità del materiale e la lavorazione, l'esperienza ha provato che a può variare da 75 a 250, tenendo il numero maggiore per le qualità di acciaio migliori, con tempera e rettifica.

Determinato quindi d coi calcoli precedenti, è facile fissare il valore di l.

Il calcolo della lunghezza dei perni ha grande importanza insieme con la lubrificazione per evitare il logoramento dei cuscini, ed i riscaldamenti. Però, come vedesi, i dati numerici che si hanno a disposizione sono assai arbitrari e lasciano al costruttore una troppo grande latitudine di scelta. Ma il costruttore deve tenere per norma di fare possibilmente massima la lunghezza dei cuscini; e si dice, possibilmente, poichè la costruzione dei motori veloci impone di per sè stessa delle misure che dipendono *a priori* dal diametro dell'albero, e che sono suscettibili, senza ricorrere a forme di carter inusuali, di grandi variazioni.

Per motori ad un cilindro capaci di sviluppare con benzina da 3 ad 8 cavalli (tipo automobile) si forniscono dall'esperienza i seguenti dati, pel caso di volano esterno calettato rasente al sopporto:

Lavoro in cavalli	3	4	5	6	8
Diametro : corsa	72:80	80:90	86:100	90:110	100:120
Raggio di manovella r . .	40	43	50	55	60
Diametro e lunghezza del perno $d:l$	22:34	24:36	26:38	28:40	30:42
Diametro dei perni e lunghezza ai sopporti $d+1$ . .	20	22	24	26	28
Lunghezza di detti dal lato del volano e dal lato opposto (distribuzione)	50:40	55:44	60:48	65:52	70:56
Braccia (spessore : largh.)	13:25	14:28	15:30	16:32	17:34

La manovella deve essere equilibrata secondo l'asse; è erroneo l'equilibrio, per contrappeso, sul volano.

In alcuni casi l'albero si compone di più pezzi con braccia a disco facenti da volano dentro i sopporti (fig. 197). Si deve aver cura di conservare ai perni le dimensioni calcolate dando agli attacchi conici delle singole parti dimensioni sufficienti perchè si possano considerare come incastrati, e cioè con lunghezza almeno eguale al maggior diametro del cono. I volani interni portano allora i pesi di equilibrio.

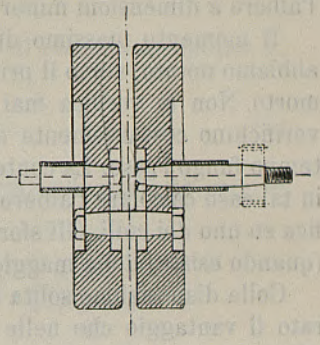


Fig. 197.

3. **Alberi per motori a più cilindri.** — Il calcolo si complica pel caso di alberi con motori a più cilindri, pei quali la determinazione degli sforzi in gioco si presenta assai complessa e difficile è valutarne in modo esatto l'azione. Nè solo esiste questa difficoltà di apprezzamento; esiste ancora quella che obbligherebbe, come di giusto, a considerare l'albero quale un solido continuo appoggiato in più punti, e mobile su di essi in modo che le sue condizioni di carico sono continuamente variabili, di maniera che sarebbe necessario fissare il momento in cui tali condizioni si presentano le più onerose alla sua resistenza.

Il sig. Sainturat ha proposto un processo grafico di calcolo pel quale la calcolazione di un albero a più gomiti viene ridotta al caso di un gomito solo, quando si supponga tagliato l'albero sì da isolare il detto gomito, ma si sostituiscano nelle sezioni recise le forze ed i momenti che agirebbero se l'albero fosse continuo. È un'illusione però il credere che il calcolo grafico possa creare in tale argomento una semplificazione; le ipotesi sulla continuità del trave e sugli effetti di tale continuità introducono degli elementi incerti senza creare semplificazione alcuna; mentre si può assicurare una latitudine sufficiente di sicurezza ricorrendo ad un procedimento che si presenta assai più semplice e la cui complicazione è in ogni caso apparente.

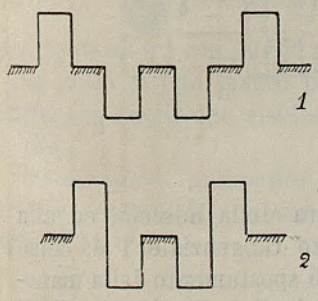


Fig. 198 $^{1-2}$.

Nel caso di alberi a più gomiti sono a considerare due disposizioni (fig. 198 $^{1-2}$): quella in cui l'albero presenta $n + 1$ sopporti con n manovelle, e quella in cui il numero dei sopporti è la metà del numero delle manovelle + 1:

$$\frac{n}{2} + 1.$$

I due casi per un albero a quattro gomiti sono indicati nella figura 198 $^{1-2}$. Consideriamo il secondo caso.

In ogni modo le osservazioni di carattere generale che ora facciamo, si riferiscono anche al primo caso, il quale evidentemente darà luogo per l'albero a dimensioni minori.

Il momento massimo di torsione dell'albero si produce sempre, come abbiamo notato, verso il primo quinto della corsa di espansione dal punto morto. Non si verifica mai il caso, colle disposizioni a più cilindri, che si verifichino costantemente due momenti di torsione massimi nello stesso tempo lungo l'asse. La contemporaneità non essendovi, basterà dunque in in tal caso calcolare l'albero per un momento torcente massimo che si verifica su uno dei colli. Gli sforzi di flessione risulteranno aumentati pel fatto (quando esista) della maggiore distanza dai perni di sostegno.

Colla disposizione solita dipendente dall'equilibrio, si ha anche assicurato il vantaggio che nelle coppie di cilindri vicini non si produce in un cilindro la esplosione, mentre nell'altro si produce la compressione.

Nel caso di due cilindri, invece, con manovella a 180°, il momento massimo di torsione prodotto dall'esplosione in un cilindro a stantuffo in discesa è accompagnato da un momento di torsione supplementare causato dallo stantuffo compressore, ed è cosa di cui si deve tener conto nel calcolo relativo.

Ritornando (fig. 199) al caso del motore a quattro cilindri, si calcolerà la pressione massima nel cilindro al punto morto P (in base alla pressione

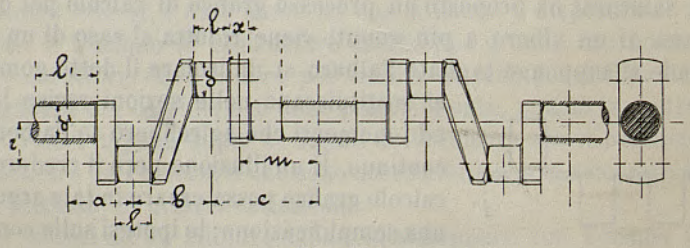


Fig. 199.

esplosiva di 20-30 atmosfere, secondo la natura della miscela, ed alla sezione dello stantuffo). Il massimo dello sforzo tangenziale T è, come notammo, per un diagramma normale e per 40° di spostamento della manovella, di 0,5 P = T, mentre la componente radiale Z è di 0,47 P = Z. Si trascura il peso del volano sempre leggero in questi motori, e si ammette che l'esplosione cominci nel secondo cilindro.

Perno o bottone di manovella. — Al punto morto la reazione sul sopporto 1°, R_1, è data da

$$R_1 = P \cdot \frac{a+b}{a+b+c}$$

e sul sopporto 2°, R_{II}, da

$$R_{II} = P \cdot \frac{c}{a+b+c}.$$

Il momento flettente sul perno di manovella è

$$M_1 = R_1 \cdot c$$

e quindi si calcolerà il diametro d, o il coefficiente di resistenza unitario k, colla

$$R_1 \cdot c = k \cdot \frac{\pi d^3}{32}. \qquad (1)$$

Passando ora al caso di $\alpha = 40°$ le forze laterali alle quali dà origine lo sforzo delle bielle sono, sul sopporto 1°

$$R_T = \frac{P}{2} \cdot \frac{a+b}{a+b+c} \qquad R_z = 0{,}47\ P \cdot \frac{a+b}{a+b+c}.$$

Sul secondo perno di manovella agiscono ora i momenti:

Momento flettente risultante da R_z $M_{z_1} = R_z\ c$;
Momento flettente risultante da R_T $M_{T_1} = R_T\ c$;
Momento di torsione risultante da R_T $M_r = R_T\ r$.

I tre momenti dànno origine a tre tensioni unitarie dedotte dalle formole generali di resistenza alla flessione ed alla torsione $k_1\ k_2\ k_3$, e fatto

$$k_o = \sqrt{k_1^2 + k_2^2}$$

si ha il carico unitario totale:

$$k = 0{,}35\ k_o + 0{,}65\ \sqrt{k_o^2 + 4\ k_3^2} \qquad (2)$$

che si confronterà con quello risultante dalla formola (1).

Del resto si può invece procedere a determinare il diametro confrontandolo con quello che risulta dalla formola (1) per adottare il maggiore dei due.

Braccio della manovella esterno che trasmette la forza. Al *punto morto* le reazioni R_I R_{II} sui sopporti producono soltanto il momento di flessione M_1:

$$M_1 = R_1 \cdot m,$$

dal quale si deducono colla nota formola le dimensioni x, y della sezione del braccio, o il carico unitario. Cioè:

$$R_1\ m = k \cdot \frac{y \cdot x^2}{6}.$$

Colla manovella a 40° dal punto morto, T e Z, e cioè le loro pressioni di appoggio, dànno:

il momento flettente derivante da R_z

$$M_z = 0{,}47 \cdot P \cdot \frac{a+b}{a+b+c} \cdot m;$$

il momento flettente derivante da T

$$M_t = \frac{P}{2} \cdot r;$$

ed il momento di torsione

$$M'_r = \frac{P}{2} \frac{a+b}{a+b+c} \cdot m.$$

Volendo determinare il carico unitario finale, se le misure del braccio sono fissate, si determinerà k_1 derivante da M_z, k_2 derivante da M_r e k_3 da M'_r; quindi trovato il carico complessivo di flessione

$$k = \sqrt{k_1^2 + k_2^2}$$

si otterrà il carico unitario totale colla

$$0{,}35\ k + 0{,}65\ \sqrt{k^2 + 4\,k_3^2}.$$

Eguale processo se, fissato il carico, si vuole trovare il diametro.

Quanto alla *lunghezza dei perni* valgano le norme che già abbiamo esposto nel caso di manovella a gomito unico.

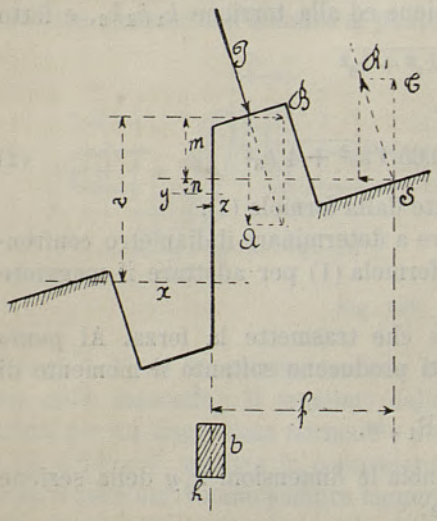


Fig. 200.

Nello stesso modo può farsi il calcolo del braccio intermedio fino a che esso sia normale all'albero, cioè diritto, condizione alla quale è preferibile attenersi. Se il braccio è obliquo, come talvolta è necessario, specie se si vuole evitare il sopporto intermedio, e gli assi dei cilindri contigui sono alquanto distanti, allora si procede così: al *punto morto* (fig. 200) si decompone la pressione P sul perno in modo da ottenere gli sforzi O A e O B uno normale e l'altro parallelo al braccio obliquo. Le due sezioni più sollecitate sono le x, y dove si staccano i perni. La reazione dell'appoggio SR_1 si decompone pure in ST e SU nello stesso modo.

Il momento flettente è $ST \cdot f$ da cui deve dedursi il momento $OB \cdot v$, restando dunque come momento attivo di flessione $ST \cdot f - OB \cdot v$. Il momento resistente è $\frac{1}{6}\, b\, h^2$, onde si avrà:

$$ST \cdot f - OB \cdot v = k \cdot \frac{1}{6}\, b\, h_2.$$

L'altra sezione pericolosa y si comporta così: Agisce su essa il momento principale $S T . f - O A . z$. Il momento della forza contraria diretto normale al lato più largo del braccio è dato da $O B (m + n) - U S . n$, onde il momento di flessione risultante è:

$$(S T . f - O A . 2) - (O B (m + n) - U S . n) = M,$$

col quale si potrà applicare la relazione:

$$M = k \frac{1}{6} b h^2;$$

si sceglierà tra i due calcoli quello che dà la dimensione maggiore, che deve essere uniforme sull'asse.

È inutile fare il calcolo per $\alpha = 40°$ perchè i risultati sono sensibilmente minori.

Un procedimento eguale si segue per alberi a 2 gomiti come a 6. Per alberi a sopporti intermedi il metodo di calcolo si riferisce a quello dell'albero ad un sol gomito.

A titolo di guida e nello stesso tempo di verifica delle calcolazioni, raccogliamo qui alcuni dati pratici che sono forniti dal signor Sainturat e si riferiscono a motori che funzionano a benzina. Le dimensioni sono date tutte in funzione del diametro del cilindro D e suppongono che ogni collo sia separato dall'altro da un sopporto, cosicchè il numero dei sopporti sarà di $n + 1$, se n è il numero dei cilindri.

Diametro del perno di manovella . . .	0,37 D — 0,30 D
Lunghezza » » . . .	0,64 D — 0,55 D
Diametro dei perni ai sopporti	0,36 D — 0,28 D
Lunghezza » »	0,55 D — 0,47 D
Spessore del braccio	0,22 D — 0,18 D
Larghezza »	0,44 D — 0,35 D

Questi dati corrispondono a distanza costante da asse ad asse dei cilindri di 1,63 D a 1,38 D e si possono applicare a motori con alesaggio da 80 mm. a 160 mm.

Se i motori sono a cilindri gemelli, senza sopporto intermedio, le misure dell'albero e del braccio si aumentano di 6 a 8 %.

Notiamo che si ha tutto l'interesse a ridurre lo spessore delle braccia verticali tenendole poi larghe nel senso del movimento, il che, oltre accrescere la resistenza del braccio, permette di adottare perni più lunghi.

A questo scopo risponde la forma proposta dalla società Daimler e rappresentata dalla figura 201. Tale forma però, a pari resistenza, aumenta il peso dell'albero. Onde essa può esser logica per evitare difficoltà di lavoro e fucinazione con alberi a sei gomiti ove le manovelle successive sono disposte sotto angoli diversi da 180°.

Date le condizioni di resistenza delle braccia dell'albero, è stato proposto di sagomarle all'esterno od incavarle all'interno. Ma si tratta evidentemente

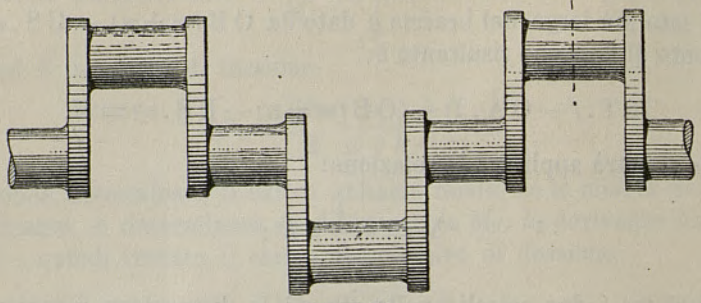


Fig. 201.

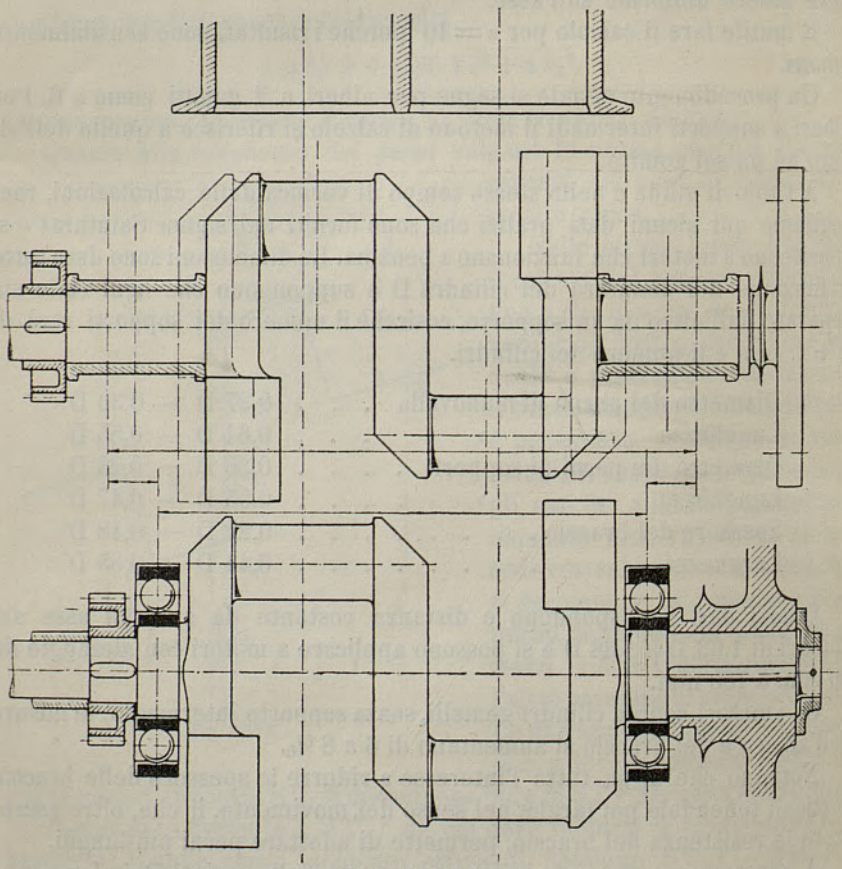


Fig. 202-203.

di delicatezze costruttive che possono avere qualche importanza soltanto qualora si vogliano fare tutte le economie di peso per motori destinati a speciali servizi.

4. **Impiego dei cuscini a sfere negli alberi a gomito.** — Prima di chiudere questo importante argomento diremo due parole sull'impiego dei cuscinetti a sfere nei sopporti dell'albero motore, da poco tempo proposto. Il logoramento di tali cuscini è trascurabile, la lubrificazione minima, bastando poco grasso per lungo periodo di tempo. Inoltre questi sopporti per un eguale carico hanno una larghezza minore dei comuni, e ciò rende anche minori i bracci di leva dei momenti che agiscono sull'albero. Infine il lavoro d'attrito è minore.

L'applicazione non ne è però così frequente come queste proprietà lascierebbero supporre. E ciò in primo luogo per il maggior costo, in secondo luogo per la difficoltà di adoperare gli anelli a sfere per i sopporti intermedi che non sieno quelli di estremità nel caso di più che due cilindri. L'anello a sfere dei sopporti intermedi dovrebbe poter essere infilato dall'estremo per arrivare al punto di applicazione. Nè può ritenersi utile far ricorso nel mezzo dell'albero a cuscini ordinari, quando si hanno all'estremo dei cuscinetti a sfere, per le diverse condizioni di logoramento.

Le figure 202-203 ci indicano l'uso dei cuscini a sfere per motore a due cilindri; e ci rappresentano per confronto il sensibile beneficio sull'accorciamento della lunghezza totale della macchina.

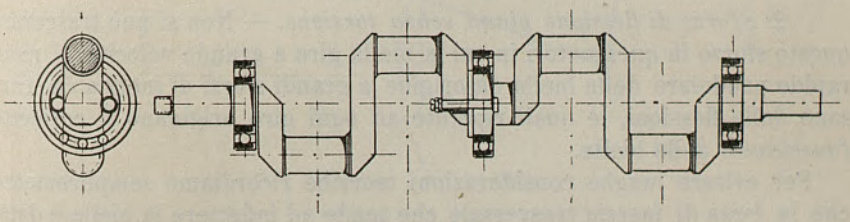


Fig. 204.

Volendosi adoperare il cuscino a sfere per il sopporto mediano di un albero a quattro cilindri si è costretti ad adottare un anello che possa introdursi dall'estremo. Ciò obbliga a far uso di anello a sfere con diametro interno assai grande, il che ottiensi riportando sul perno una bussola fissata a vite. Occorre anche che il perno intermedio sia più largo della larghezza dell'anello, e cioè almeno due volte questa. Ciò vedesi nella figura 204.

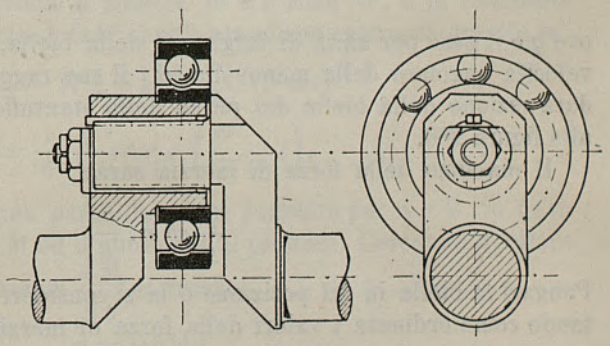


Fig. 205.

È stata proposta anche la costruzione della figura 205.

L'impiego degli anelli a sfere, in sè ragionevole, richiede grandi cure perchè siano evitati gli sforzi assiali. In ogni modo se è consigliabile per motori leggeri e velocissimi, crediamo che, per le costruzioni di carattere industriale, non sia il caso di pensare a questa delicata applicazione.

5. **Calcolo delle bielle.** — Le bielle si costruiscono in acciaio fuso dolce, della migliore qualità. Pel calcolo delle loro dimensioni si deve notare che la biella deve resistere a due ordini di sforzi: 1° ad una compressione normale longitudinale; 2° ad una flessione piana semplice senza torsione. La grandezza di questi sforzi varia naturalmente colla posizione della biella. Sviluppiamo i calcoli nell'ipotesi di biella infinita.

1° Lo *sforzo massimo di compressione* lungo la biella ha luogo nel punto in cui si verifica la pressione esplosiva. Lo sforzo sarà eguale alla pressione unitaria moltiplicata per l'area dello stantuffo; indichiamo questo prodotto con P; si determinerà poi il valore della forza di inerzia dei corpi in moto rettilineo e la pressione specifica cui dànno luogo, la quale moltiplicata per l'area dello stantuffo darà una pressione totale π da dedurre da P; la pressione massima N sarà dunque

$$N = P - \pi.$$

2° *Sforzo di flessione piana senza torsione.* — Non si può trascurare questo sforzo in quei motori in cui la biella gira a grande velocità. Il moto rapido pendolare della biella dà origine a grandi sforzi di inerzia che causano delle flessioni, le quali ripetute ad ogni giro originano il cosidetto *fouettement* della biella.

Per evitare lunghe considerazioni teoriche ricordiamo semplicemente che la forza di inerzia trasversale che tende ad inflettere la biella è data, per un angolo α della manovella e per unità di lunghezza della biella, da

$$\frac{q}{g}\,\omega^2\, r \,.\, \frac{a}{l}\ \text{sen}\ \alpha$$

ove q è il peso per unità di larghezza della biella, l la sua lunghezza, ω la velocità angolare della manovella ed r il suo raggio, a la distanza di una data sezione della biella dal perno dello stantuffo. Tutto ciò in relazione alla figura 206.

Il massimo della forza di inerzia sarà:

$$\frac{q}{g}\,\omega^2\, r \,.\, \frac{a}{l}.$$

Pongasi la biella in tal posizione e la si consideri come asse della x portando come ordinate i valori della forza di inerzia, il che darà luogo alla linea A C essendo $BC = \frac{q}{g}\,\omega^2\, r$.

La superficie dell'area triangolare tratteggiata è $\frac{1}{2}\,\frac{q}{g}\,\omega^2 r\, l$ che dà la forza di inerzia trasversale totale.

Consideriamo una sezione $x\,x$ della biella e cerchiamo il momento flettente M corrispondente. W è la reazione dello stantuffo sulla biella. Eguagliando i momenti rispetto a B si ha:

$$W = \frac{1}{6}\,\frac{q}{g}\,\omega^2\,r\,.\,l.$$

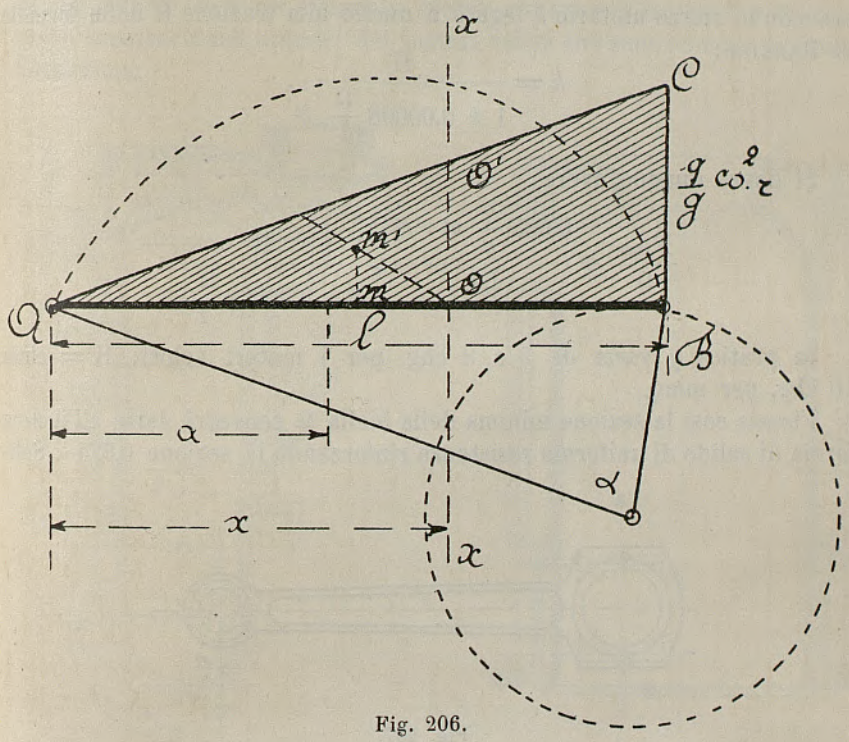


Fig. 206.

Le forze che si esercitano a sinistra di $x\,x$ sono W, e la risultante che corrisponde al triangolo A O O′, applicata al suo centro di gravità m'. Sarà quindi:

$$M = -\,W\,x + \text{area A O O}^1\,m\,O$$

quindi

$$M = \frac{1}{6}\,\frac{q}{g}\,\omega^2\,r\,x\left(\frac{x^2}{l} - l\right).$$

È questa l'equazione di una parabola cubica passante per A e B. Si deve ora trovare il massimo di M ed il punto ove si produce. Cercando il valore di x che annulla il differenziale $\frac{dM}{dy}$ si trova

$$x = 0{,}574\,l$$

ed il momento massimo sarà:

$$M_{max} = 0{,}063\,\frac{q}{g}\,\omega^2\,r\,l^2.$$

Se n è la compressione normale unitaria nelle fibre più sollecitate, Ω è la sezione della biella, I/v il modulo di inerzia della sezione sarà:

$$n = \frac{N_{max}}{\Omega} + \frac{M_{max}}{I/v} \leq k,$$

essendo lo sforzo unitario k legato a quello alla trazione H dalla formola di Rankine:

$$k = \frac{H}{1 + 0{,}00008 \frac{\Omega}{I} \cdot l^2}.$$

Si dovrà dunque avere

$$\frac{N_{max}}{\Omega} + \frac{0{,}063 \frac{q}{g} \omega^2 r l^2}{I/v} \leq \frac{H}{1 + 0{,}00008 \frac{\Omega}{I} l^2}.$$

In pratica q varia da 5 a 8 chg. per i motori veloci; H = circa 10 chg. per mmq.

Fissata così la sezione minima della biella Ω converrà darle all'incirca forma di solido di uniforme resistenza rinforzando la sezione $0{,}574\, l$. Soli-

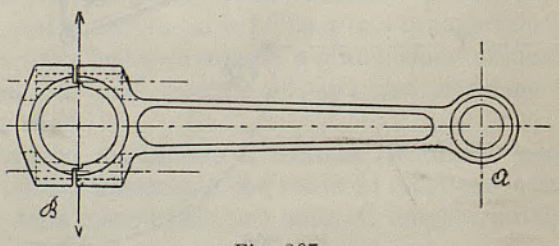


Fig. 207.

tamente però la biella, causa la relativa grandezza del perno alla testa e la piccolezza della spina dello stantuffo, riceve una sezione uniformemente crescente (fig. 207).

6. Calcolo dei cilindri. — I cilindri dei motori veloci caratterizzati dalla brevità della corsa si devono fondere in materia di resistenza speciale contro il logoramento, in quanto lo sfregamento dello stantuffo si esercita sulla stessa zona un numero di volte che può essere anche, pel maggior numero di giri, da tre a quattro volte quello che si verifica nelle macchine lente. Si sono all'uopo adottate leghe speciali di ghise comuni con addizione di acciaio (10 a 20 %), di manganese, silicio, alluminio, ecc., in proporzioni varie. Si sono create così delle ghise di speciale resistenza alla trazione (il doppio delle ordinarie) e di speciale resistenza al logoramento. Sono stati proposti anche cilindri di acciaio fucinato o fuso, ma ciò principalmente allo scopo di aumentare la leggerezza della macchina.

Cilindro e inviluppo per la circolazione sono fusi ordinariamente di un pezzo; solo per tipi di maggiore dimensione si può pensare ad una camicia interna ove sfrega lo stantuffo, smontabile e permutabile. Questa composizione che si ritiene necessaria per ovviare ai fenomeni di dilatazione dei grandi cilindri, le quali assumono spesso carattere di imprevista gravità, è meno necessaria nei cilindri dei motori veloci che sono sempre di limitate dimensioni.

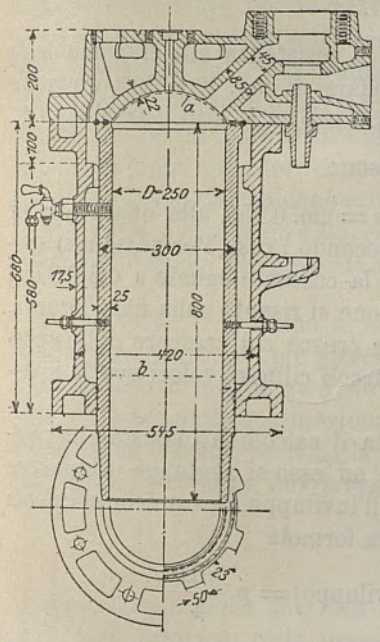


Fig. 208.

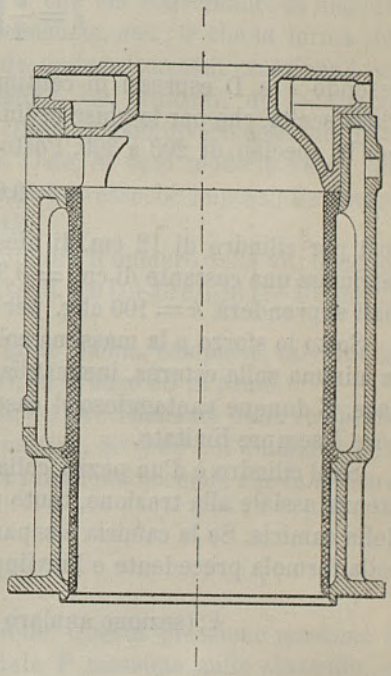


Fig. 209.

Noi non indicheremo qui le forme dei cilindri semplici od accoppiati con camicia di circolazione fusa di getto, dei quali abbiamo diversi esempi nel corso di quest'opera. Ci limitiamo perciò a indicare un esempio di camicia interna riportata colla figura 208, nella quale le camere delle valvole sono applicate al coperchio.

Un altro tipo è quello da noi adottato nella costruzione del motore a sei cilindri di 140 cavalli pel piroscafo *Padus* (fig. 209) con introduzione dal cielo e scarico laterale.

Veniamo ora al calcolo dei cilindri.

Cilindro, coperchio, ecc. — La pressione esplosiva, che determina le dimensioni del cilindro, agisce da una parte nella direzione dell'asse e dall'altra parte sulla periferia del cilindro che lavora alla trazione, e subisce ancora talvolta importanti sforzi secondari provenienti dalla chiusura dei bolloni, e da irregolarità di dilatazione per opera del calore. Se il cilindro è

fuso d'un getto colla camicia, si può trascurare lo sforzo di trazione lungo l'asse quando il cilindro interno è ben calcolato per la tensione proveniente dalla pressione esplosiva p. Se cilindro e camicia sono separati, al solito la camicia esterna sopporta sola la trazione assiale.

La tensione di esplosione p dà, per un cilindro di diametro interno D in centimetri, soggetto a pressione interna, lo spessore in centimetri

$$s = \frac{D}{2}\sqrt{\frac{k + 0{,}4\,p}{k - 1{,}3\,p}}$$

essendo s e D espressi in centimetri; k la resistenza alla trazione della ghisa scelta, che per le ghise ordinarie può farsi di chg. 100-200 per cmq. e per le speciali di 200 a 300. Posto $k = 250$ e $p = 25$ atm. sarebbe

$$s = 0{,}0465\ D \text{ cm.};$$

così per cilindro di 12 cm. di alesaggio $s =$ cm. 0,558, alla quale però si aggiunge una costante di cm. $= 0{,}3 \sim 0{,}8$ secondo i casi. Per ghise non speciali si prenderà $k = 100$ chg. per cmq. e la costante eguale a 0,6-0,8 cm.

Sotto lo sforzo p la massima sollecitazione si risente sulla fibra interna, la minima sulla esterna, ineguaglianza che cresce col crescere dello spessore. È dunque vantaggioso il caso dei piccoli cilindri veloci ove lo spessore è sempre limitato.

Se il cilindro è d'un pezzo colla camicia il calcolo fatto basta alla resistenza assiale alla trazione, tanto più che ad esso si aggiunge lo spessore della camicia. Se la camicia è separata dall'inviluppo, la camicia si calcola colla formola precedente e l'inviluppo colla formola

$$k.(\text{sezione anulare dell'inviluppo}) = p\,\frac{\pi\,D^2}{4}$$

donde si fisserà lo spessore quando sia determinato quello della camicia interna, e la larghezza della camera di circolazione, dalle quali determinazioni risulta il diametro interno dell'inviluppo. Naturalmente se camicia interna ed inviluppo sono in pezzi distinti, il che si pratica pei grossi motori a camicia permutabile, la qualità della ghisa adoperata suggerirà il valore del coefficiente k.

I cilindri essendo verticali non vi è a tener conto di sforzi di flessione, comunque trascurabili rispetto agli altri sforzi.

Non ci occupiamo delle flangie di attacco al carter, nè di quelle cui si applica il coperchio, quando esiste, trattandosi di parti la cui calcolazione segue le vie normali.

Per i cilindri che debbono avere leggerezza speciale si è cercato di farne la fusione in acciaio; ma la difficoltà del getto ha reso rara questa applicazione. Si è pure cercato talvolta di sostituire all'inviluppo interno di getto un inviluppo di lamiera per la circolazione d'acqua, ma anche tale disposizione non ha incontrato grande favore.

Ordinariamente per cilindri di motori verticali il cappello è in un pezzo unico col cilindro, essendo raro il caso, fuorchè il diametro superi i 150 mm. e che vi sia camicia interna di ricambio, che si adatti al cilindro alla parte superiore un cappello distinto. In ogni caso, si tratti di un cilindro a getto unico col fondo, o di fondo staccato, è opportuno: 1° che ne risulti una forma di camera di compressione vantaggiosa per rispetto alla teoria del calore, sì che sia facile la propagazione della fiamma senza spazi perduti o morti, angoli o risalti male raffreddati; 2° che sia conveniente la disposizione delle aperture per le valvole, l'accensione, ecc.; 3° che la forma del getto sia per sè stessa conveniente onde evitare tensioni eccezionali nel getto, derivanti dal calore delle esplosioni. Le difficoltà di soddisfare queste condizioni sono gravi nei grandi cilindri; sono invece assai più lievi nei cilindri piccoli delle nostre macchine. Data in ogni modo la forma dei fondi dei cilindri o dei loro cappelli staccati, è pressochè impossibile fissare norme di calcolo che abbiano attendibilità.

Se il fondo o coperchio è staccato dal cilindro il numero delle viti di collegamento si desume fissandone la distanza tra 0,120 D+40 e 0,20 D+40 (mill.).

7. Stantuffi. — Si fanno al solito di ghisa buona, compatta, talvolta in acciaio, raramente, pei più piccoli cilindri, in bronzo ed in rame.

La misura di lunghezza dello stantuffo l, e precisamente della sua parte efficace, deriva dalla sua funzione come pattino. Se d ne è il diametro ed l la lunghezza efficace, ed N_{max} la massima pressione normale che fa aderire lo stantuffo al cilindro, dovrà essere

$$\frac{N_{max}}{d\,l} \leq k$$

essendo k la pressione specifica ammissibile. Questa pressione massima è in un dato rapporto colla pressione totale P massima sullo stantuffo, e precisamente all'incirca eguale a 0.1 P; per modo che la lunghezza dello stantuffo sarà data da

$$l \geq \frac{0.1\ P}{k\,d}.$$

Praticamente poi la parte di lunghezza effettiva da dedurre, che corrisponde agli spazi fra gli anelli elastici ed all'estremo interno dello stantuffo ritornito a minor diametro per provvedere agli effetti della dilatazione, riduce la lunghezza agente come pattino a $^2/_3$ circa della lunghezza totale.

Il valore di k varia da 1,5 a 3 chg. per cmq., secondo la qualità dei materiali e il maggiore o minore diametro dello stantuffo. Lo spessore del fondo dello stantuffo senza nervature si calcola come se fosse una piastra circolare appoggiata sul contorno e premuta uniformemente dalla pressione esplosiva. Se d è il diametro del cilindro può farsi praticamente lo spessore è eguale a

$$0{,}15\,\frac{d}{2} \sim 0{,}20\,\frac{d}{2}.$$

Lo spessore scema ulteriormente nel caso di nervature. La parete cilindrica avrà spessore minore, e potrà essere assottigliata sull'orlo.

A causa della dilatazione prodotta dal calore è necessario dare alla estremità interna degli stantuffi, a partire dall'anello elastico più vicino all'esterno, una diminuzione di diametro di 0,2 a 0,5 %. Ma la misura esatta non può che desumersi dall'esperienza, variando assai la dilatazione e la uniformità della medesima a seconda della forma, nervature, qualità, ecc. del materiale impiegato. Se vi è troppo gioco vi è difetto di tenuta e passa troppo olio; se ve n'è troppo poco la resistenza di attrito cresce e la lubrificazione è difficile. In ogni caso l'adattamento esatto dello stantuffo al cilindro non si può avere che per prova, in quanto, malgrado ogni migliore rettifica, la dilatazione pel calore non dà sempre origine ad una deformazione esattamente cilindrica.

Gli stantuffi di questi motori sono generalmente in un sol pezzo; in due pezzi possono farsi utilmente solo quando il diametro ne superi i 250 mm., condizione eccezionale pel genere di macchine di cui ci occupiamo.

8. **Anelli elastici.** — Quanto agli *anelli elastici* di guarnizione si usa ordinariamente la disposizione dell'anello semplice, adattandone alla periferia il numero conveniente per assicurare la tenuta. Anelli a molla interna, a tensione rinforzata, non si adoperano perchè il piccolo diametro dello stantuffo non è favorevole a complicare la costruzione di questo organo, e perchè, anche in ragione del maggior spessore richiesto, ne aumentano inutilmente il peso. Del resto questi sistemi ebbero poco successo anche nelle macchine ordinarie, in quanto l'olio bruciato immobilizza presto l'azione delle molle e contromolle.

Gli anelli hanno spessore uniforme sul contorno; gli anelli eccentrici non offrono vantaggio sensibile, sia perchè la pressione non risulta uniforme sul cilindro, sia perchè il costo ne è maggiore.

Se l'anello di stantuffo posto in opera ha un diametro esterno eguale a quello di alesatura del cilindro d (cm.), affinchè il suo spessore s (cm.) possa esercitare la pressione p chg. per cmq., che garantisca la chiusura, si deve fare

$$s = \frac{0{,}5\, d}{\sqrt{\frac{k}{12\, p}} + a}, \text{ cm.}$$

ove a è una costante eguale a $0{,}3 \sim 0{,}6$ secondo i casi, e k è lo sforzo ammissibile pel materiale che costituisce l'anello. Lo sforzo k si può fare di 7 a 12 chg. per cmq. di sezione dell'anello. Il valore di p varia da chg. 0,20 a 0,50 per cmq. Per le macchine veloci si può tenere per p un basso valore, in quanto la velocità dello stantuffo è il migliore coefficiente per la sua tenuta. La larghezza degli anelli varia da $b = 1{,}20\, s$ a $2\, s$.

Il loro numero varia da $\frac{d}{4\, b} \sim \frac{d}{5\, b}$.

L'esperienza prova, conforme a quanto si pratica, che gli anelli semplici di stantuffo stretti e numerosi dànno una tenuta migliore, con minor lavoro di attrito, che non facendo uso di anelli più larghi ma in minor numero.

La distanza delle estremità degli anelli per infilarli sul corpo dello stantuffo esige grande cura, onde evitare di romperli.

9. **Il carter dei motori.** — La costruzione dei carters (bâtis, telai) di queste macchine veloci, tipo *pilon*, deve essere considerata sotto diversi punti di vista, secondo che si tratti di automobili, macchine di navigazione, o macchine fisse e simili, secondo, cioè, che si debba avere riguardo all'elemento della leggerezza e al modo di attacco sull'appoggio, il quale deve, secondo i casi, lasciar libera ed accessibile la parte inferiore del carter, o può permettere che la parte inferiore del carter si adagi sul piano di appoggio.

Una caratteristica comune a tutti i carters, quale ne sia la forma, è che essi devono formare una capsula chiusa la quale eviti ogni proiezione d'olio, ed insieme la vista all'occhio non gradevole di manovelle ruotanti troppo rapidamente. Essi devono inoltre presentare la massima facilità di montaggio, smontaggio ed ispezione.

La disposizione più comune, quale si trova impiegata nelle automobili, è quella della figura 210. L'organo di sostegno della macchina è la metà superiore del carter a; mentre la parte b forma l'organo di chiusura per contenere il lubrificante e proteggerla, e può levarsi senza smontare la macchina sì da permetterne la visita. I sopporti formano allora parte di a, ed i cappelli dei medesimi sono indipendenti da b. Notisi che le viti cc sopportano per trazione lo sforzo massimo di pressione sullo stantuffo.

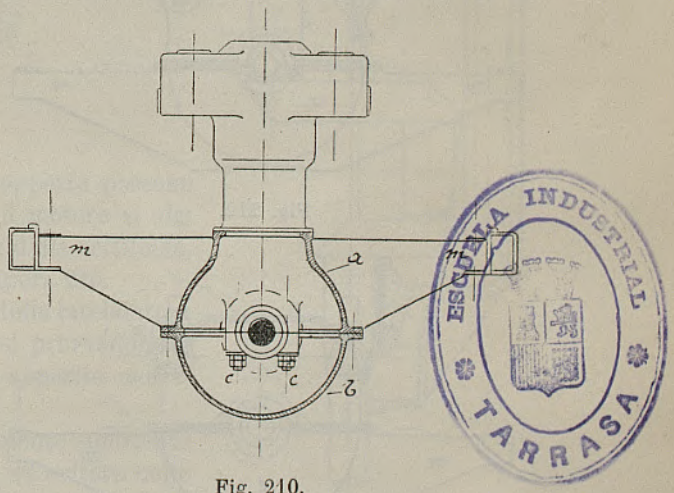


Fig. 210.

Questa disposizione, che è di uso generale nei motori veloci, per automobili e navigazione, con carter in alluminio allo scopo di ottenere la massima leggerezza, può evidentemente applicarsi alle costruzioni in ghisa, anche fisse, foggiando opportunamente le braccia mm di attacco del carter.

Così potrà il carter prendere la forma della figura 211 allo scopo di mantenere lo stesso tipo di carter anche per le applicazioni diverse dallo automobilismo.

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

Notisi però che l'accessibilità dal basso, se permette una rapida

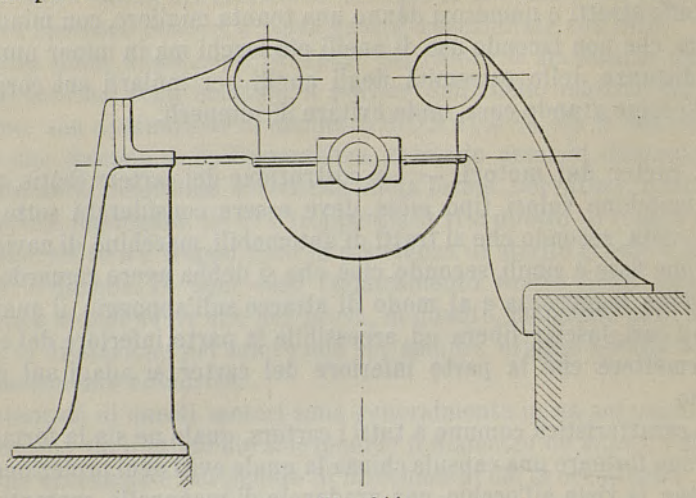


Fig. 211.

ispezione, non è un mezzo sufficiente ed adeguato per una riparazione importante e per lo smontaggio che ne è la conseguenza, il quale deve ancora compiersi dall'alto.

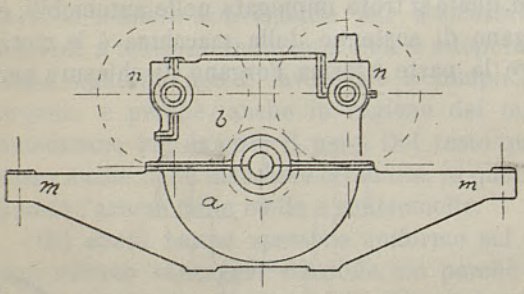


Fig. 212.

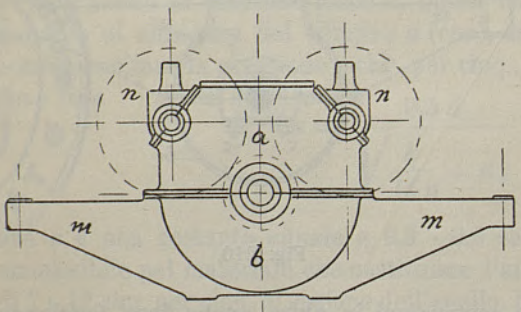


Fig. 213.

Si è perciò recentemente proposta la disposizione della figura 212 nella quale il vero telaio di sostegno della macchina è la parte inferiore *a* del carter, che porta i sopporti e le braccia di appoggio. In tal caso lo smontaggio si fa tutto alla parte superiore, e l'ispezione interna si può ottenere con porte laterali su *b*, o col levare i coperchi *nn* degli alberi di distribuzione; i quali possono avere anche forme diverse dalle precedenti, come si vede nella figura 213; le quali disposizioni hanno il vantaggio di un facile montaggio ed una facile ispezione e registrazione degli alberi distributori.

Questa disposizione si presta anche meglio per adattare il carter ad impianti fissi o di navigazione con appoggio sul fondo, giusta i due schemi che risultano dalla figura 214.

Tanto che la parte inferiore *b* serva semplicemente da chiusura o faccia da sopporto, ove vi sia la possibilità che la macchina si inclini (automobili, navigazione), è opportuno tra i singoli sopporti un diaframma che, rendendo le camere d'olio più corte, renda meno gravi per la lubrificazione i pericoli di dislivello (fig. 215).

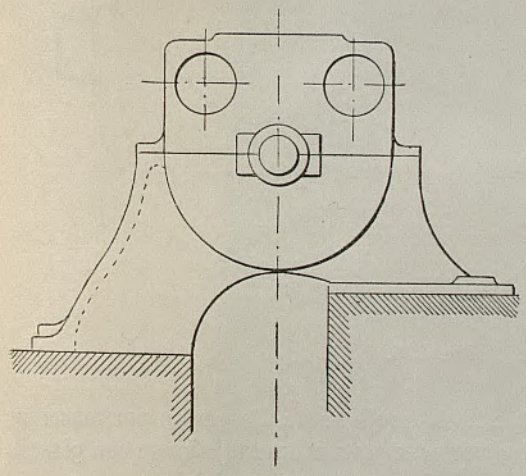


Fig. 214.

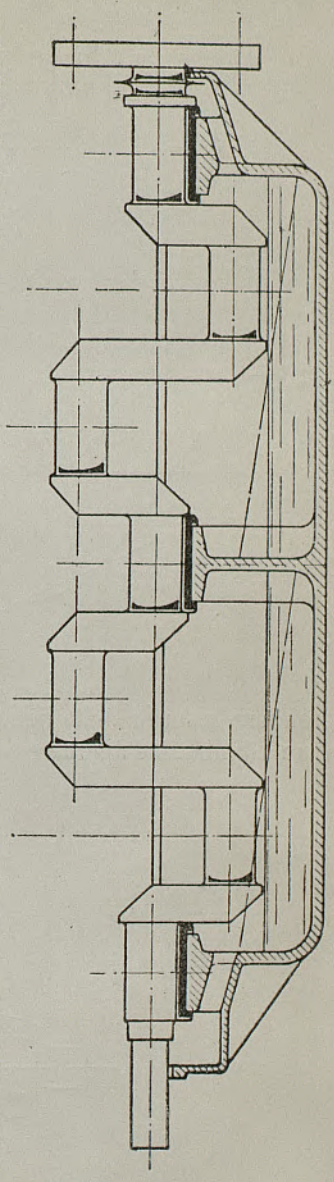


Fig. 215.

Le braccia laterali del sopporto possono richiedere, per evitare che il motore si alzi di troppo, una forma diversa dalla rettilinea, come appunto vedesi nella figura 216.

A rendere rigide le parti della intelaiatura che subiscono lo sforzo esse si provvedono sì all'esterno che all'interno di apposite nervature (fig. 217).

Per ottenere un abbassamento sufficiente dell'asse dell'albero motore ed evitare nello stesso tempo il pericolo della rottura delle braccia lunghe e distanti ottenute di fusione col carter, si è proposto di fare l'appoggio del motore su lastra di acciaio *a a* stampata, collegata al chassis da una parte e nel mezzo sostenente il motore (fig. 218); ma il sistema per i grossi motori implica la necessità di un peso troppo elevato.

Per macchine fisse o per applicazioni alla navigazione, il carter può

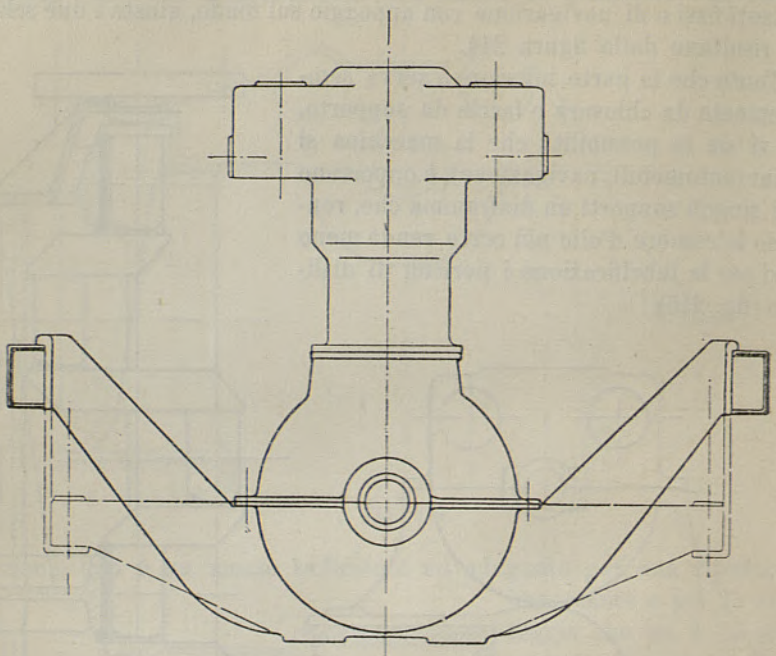


Fig. 216.

prendere la forma della figura 219, la quale ne dà l'esempio per macchine a un cilindro. Le aperture *a b c* vengono naturalmente chiuse con piastre.

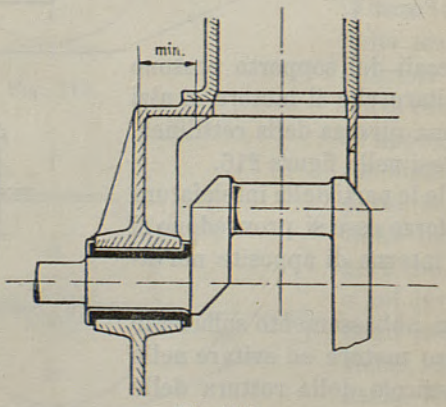


Fig. 217.

Tale schema può adottarsi anche per macchine a più cilindri, avendo cura di praticare aperture laterali tali che l'albero possa essere infilato ad una estremità.

Talvolta per le macchine di maggiori dimensioni converrà formare il carter in due pezzi (fig. 220).

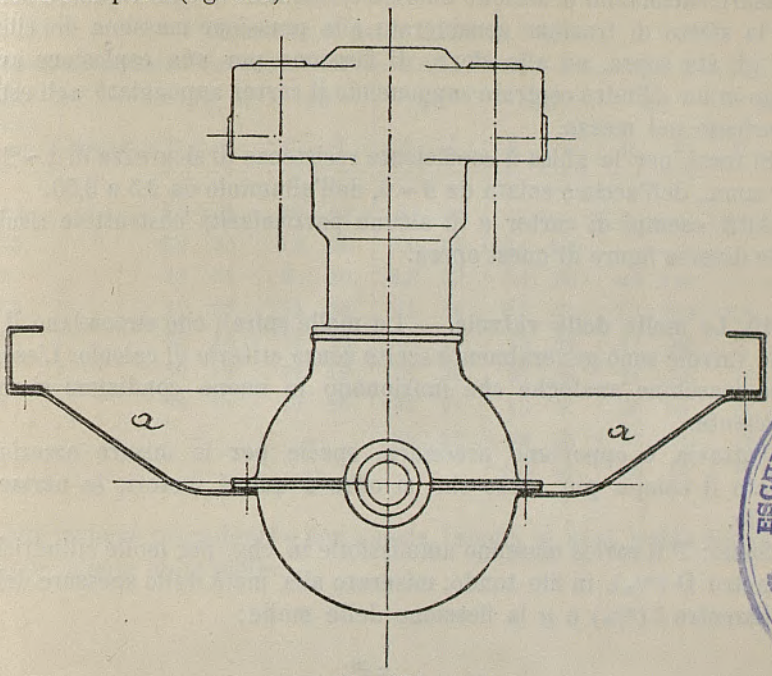


Fig. 218.

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

Abbiamo già notato che i telai si fanno per le macchine leggere in alluminio per intero, ovvero in getto di acciaio o bronzo per le parti resistenti, chiudendo gli intervalli fra queste con lamiera sottile; per le macchine pesanti e di forza si fanno in acciaio o in ghisa.

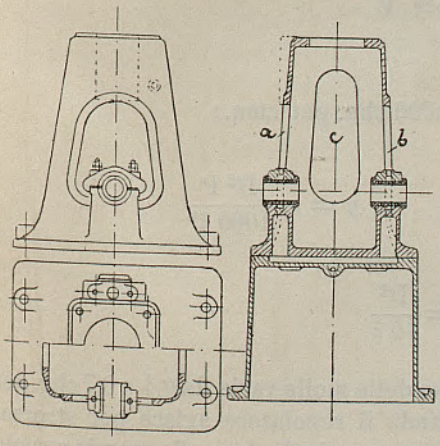


Fig. 219.

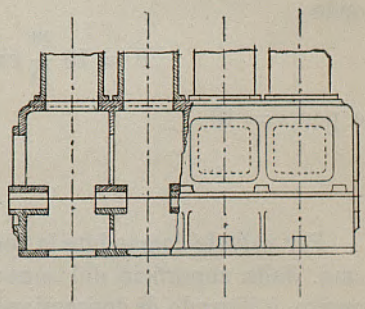


Fig. 220.

Quanto alla determinazione degli spessori si può ben dire che essa sfugge interamente all'indagine di calcolo. Il quale potrà essere adoperato

soltanto come mezzo di controllo per formarsi una lontana ragione degli spessori, calcolando la sezione minima orizzontale di ogni riquadro del bâti per lo sforzo di trazione considerato alla pressione massima del cilindro che gli sta sopra, ed allo sforzo di flessione per una esplosione avente luogo in un cilindro centrale supponendo il carter appoggiato agli estremi e caricato nel mezzo.

Si terrà per la ghisa il coefficiente resistenza di sicurezza di $1 \sim 2$ chg. per mmq., dell'acciaio colato da $5 \sim 6$, dell'alluminio da 2,5 a 3,50.

Altri esempi di carter e di alcune particolarità costruttive risultano dalle diverse figure di quest'opera.

10. Le molle delle valvole. — Le molle spirali che circondano il fuso delle valvole sono generalmente scelte senza criterio di calcolo. L'esempio delle macchine analoghe che funzionano in buone condizioni si ritiene sufficiente.

Tuttavia è opportuno precisare, specie per le misure eccezionali, e dato il campo più vasto che si offre a questi motori, le norme del calcolo.

Sieno: P il carico massimo ammissibile in chg. per molle cilindriche di diametro D ($^m/_m$), in filo tondo, misurato alla metà dello spessore del filo, di diametro δ ($^m/_m$) e y la flessione delle molle:

$$P = L^3 \frac{\pi \delta^3}{8D} k \text{ chg.}$$

$$y = \frac{8 D^3 P}{\delta^4 . E} i.$$

i, numero delle spire;
$k = 2500$ chg. per cmq.;
E, modulo di elasticità $= 800.000$ chg. per cmq.;

onde

$$P = 10 \frac{\delta^3}{D} \text{ chg.} \qquad y = i . \frac{D^3 P}{1000 \delta^4}$$

e per $i = 10$

$$y = \frac{D^2}{10 \delta}.$$

Per valvole comandate la tensione delle molle varia da 0,4 a 0,7 chg. per cmq. della superficie del cono; quando il regolatore agisce per strozzamento, è il grado di depressione che regna nel cilindro nella marcia a vuoto che fissa la tensione delle molle, onde evitare, fuori della aspirazione, ritorni intempestivi di aria e gas.

In tal caso il carico non sarà mai $<$ di chg. 0,5 a 0,6 per cmq.

La tabella fornisce i valori di P e δ per le molle di uso ordinario.

Diametro d delle molle in $^{m}/_{m}$.

Spessore del filo δ in mm.	Valori di	25		30		40		50		60		70	
		P	δ	P	δ	P	δ	P	δ	P	δ	P	δ
2		3,5	31	2,7	45	2	80	—		—		—	
2,5		6,2	25	5,2	36	3,9	64	3,1	100	—		—	
3		11	21	9	30	6,8	53	5,4	83	4,5	120	—	
3,5		17	18	14	26	11	46	8,5	71	7,1	103	6,1	140
4		25	15	21	22	16	40	13	62	11	90	9	122
5		50	12	42	18	31	32	25	50	21	72	18	98
6		86	11	72	15	54	27	43	41	36	60	31	81
7		—		—		85	22	68	35	57	31	49	70
8		—		—		—		102	31	85	45	73	61

Colle formole precedenti e con questa tabella si avrà guida sicura per fissare le misure delle molle.

CAPITOLO XI.

MEZZI PER ASSICURARE IL RAFFREDDAMENTO DEI CILINDRI E DELLE VALVOLE. REIMPIEGO DELL'ACQUA DI CIRCOLAZIONE

1. **Generalità sul raffreddamento dei motori.** — Sappiamo come l'esplosione o la combustione nel cilindro sviluppi una grande quantità di calore di cui, parte si trasforma in lavoro utile, parte passa allo scarico, e parte tende ad aumentare la temperatura delle pareti del cilindro, di maniera che, se non fosse provveduto al loro raffreddamento, sarebbe in breve tempo impossibile il funzionamento del motore. Gli effetti di una troppo grande elevazione di temperatura delle pareti sono di rendere impossibile la lubrificazione, di dare origine a dilatazioni assai forti ed ineguali, specie fra cilindro e stantuffo, creando considerevoli attriti e pericolosi ingranamenti (grippages).

È dunque necessario procedere al raffreddamento delle pareti del cilindro e delle valvole, e cioè degli organi che sarebbero danneggiati dal troppo riscaldo. Ma si deve ricordare che tale raffreddamento, pur essendo praticamente necessario, costituisce un danno nel bilancio termico della macchina producendosi una sottrazione di calore che ne scema il rendimento.

È quindi necessario che il raffreddamento sia limitato a quanto è strettamente richiesto dalle condizioni pratiche, e che l'intensità del medesimo si proporzioni ai diversi regimi della macchina.

Ordinariamente nel bilancio termico di un motore a combustione si ha una trasformazione di calore in lavoro utile in misura del 20 al 25 %, una sottrazione di calore per lo scarico del 35 al 45 % ed una sottrazione di calore pel raffreddamento delle pareti del 35 al 45 %. Dobbiamo subito dire che nei motori fissi a lenta marcia si ha il massimo di sottrazione di energia per il raffreddamento, mentre nei motori veloci si ha il minimo, e ciò per le considerazioni che già abbiamo svolto.

I metodi impiegati nel raffreddamento sono di doppio ordine — o il medesimo è ottenuto per effetto dell'aria ambiente o con proiezione di aria fredda sulla parete del cilindro — o è ottenuto invece con circolazione d'acqua.

2. **Raffreddamento con aria.** — Il modo di raffreddamento con aria più diffuso è quello di far cedere dalle pareti esterne del cilindro il calore all'aria ambiente: per rendere tale azione più efficace si aumenta la superficie di raffreddamento col munire di alette o sottili nervature la parete esterna

del cilindro. Tali alette sono solitamente di getto col cilindro e si limitano al tratto superiore di esso; ma talvolta esse sono separate dallo stesso, in rame, formando una vera cerchiatura sul cilindro, la quale ha lo scopo di aumentare il potere di trasmissione del calore, e di rendere il cilindro stesso più robusto. Si sono anche esperite le alette in alluminio.

Condizione essenziale per l'efficacia di questo sistema di raffreddamento è il rinnovarsi dell'aria tutto intorno al cilindro, per modo che l'aria riscaldata se ne allontani e venga sostituita da altra aria più fredda. Questa circolazione si ottiene di per sè nei motori delle automobili, come in quelli delle motociclette e di aviazione, in quanto il loro rapido spostamento corrisponde al continuo ricambio degli strati di aria a contatto. Nei motori fissi, e nei motori mobili inviluppati così da non risentire l'effetto della corrente di aria provocata nel movimento, si ricorre all'aiuto di un ventilatore che viene azionato dal motore. A rendere più efficace l'azione delle alette si è proposto di rivestirle di nero fumo con che il coefficiente di irradiazione cresce di 10 a 20 volte tanto.

Questo sistema di raffreddamento però non si applica che ai motori di piccola forza per motociclette, ed ai motori di aviazione, nei quali ultimi la leggerezza delle pareti e la grande velocità di traslazione lo rende abbastanza efficace.

Si è ricorso anche ad un sistema di lavaggio del cilindro con aria, il che costituisce un mezzo di raffreddamento interno, e ciò producendo l'evacuazione del fumo del motore con una cacciata di aria pura come si fa nei motori a due tempi, ed in alcuni tipi in cui ogni ciclo è interrotto da una fase di andata e ritorno dello stantuffo al puro scopo di aspirare aria fredda ed espellerla.

Salvo le applicazioni ricordate, e specialmente quella dell'aviazione sulla quale ritorneremo, tale sistema di raffreddamento si adopera solo per i motori di poca forza (2-4 cavalli per cilindro) soggetti a rapida traslazione.

3. **Raffreddamento coll'acqua.** — Ma il metodo generale e classico di raffreddamento è quello di provocare nella camicia del cilindro una circolazione di acqua sufficientemente rapida.

A tale scopo i cilindri del motore portano uno inviluppo nel quale circola l'acqua. Il più delle volte questo inviluppo è ottenuto di getto col resto del cilindro. Talvolta è riportato in lamiera di ferro o di rame.

Riesce assai difficile fare il detto riporto per cilindri le cui camere delle valvole sono fuse col cilindro stesso. Facile invece se le valvole fanno parte di un coperchio distinto come getto dal motore, per modo che il cilindro assuma all'esterno forma suscettibile di essere tornita, ed alla quale si applica la camicia separata.

Diamo colle figure 221^a, 221^b esempi di camicie per valvole laterali, o per valvole sul ciclo, e colla 221^c esempio di camicia di getto a grandi aperture di accesso che si chiudono con piastre a vite.

Si è cercato anche di ottenere intorno al cilindro non una circolazione d'acqua, ma una vera vaporizzazione di quest'acqua.

Prima di iniziare lo studio della circolazione d'acqua ordinaria diciamo qualche parola del raffreddamento per vaporizzazione.

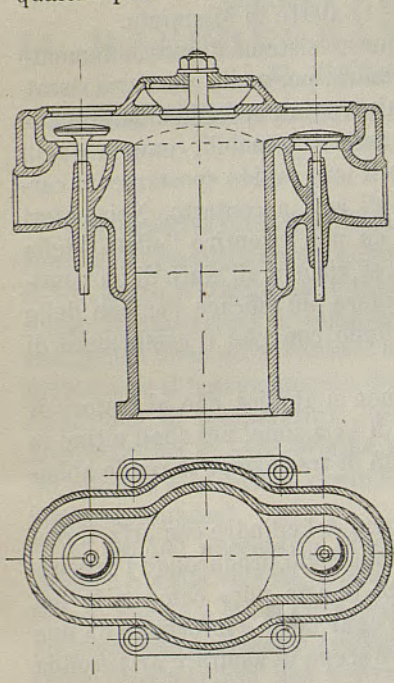


Fig. 221 *a*.

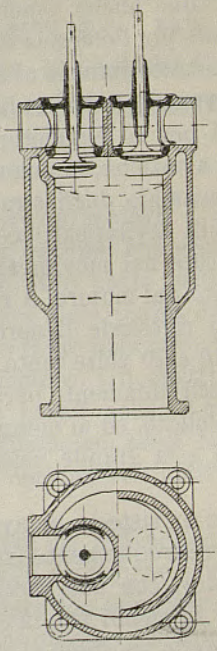


Fig. 221 *b*.

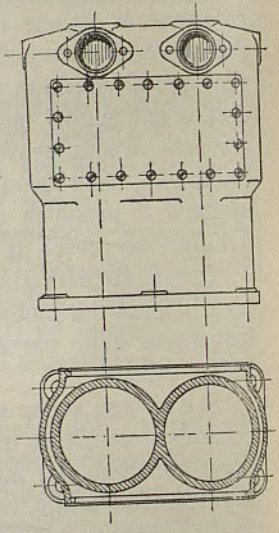


Fig. 221 *c*.

L'acqua che si trova nella camicia sotto l'azione delle successive esplosioni si porta rapidamente in ebollizione a 100°. In altri termini ciò significa che si ha nella camicia un refrigerante a 100°; questa temperatura favorisce il mantenersi di una temperatura nella camera di combustione più elevata che non nel caso di circolazione d'acqua, ed una sottrazione di calore minore che per opera della circolazione, rispetto al sistema corrente per cui la circolazione ha luogo ad un massimo di temperatura di 60°-80°. La esperienza sembra anche provare che il più alto regime di temperatura che così si mantiene può essere tollerato dalle macchine veloci a piccolo spessore del cilindro.

Il sistema ha anche il vantaggio di un consumo d'acqua molto limitato, perchè mentre nel tipo ordinario a circolazione l'unità di peso d'acqua concorre al raffreddamento per la differenza di temperatura tra l'uscita e la entrata (circa 30°-40°), nel sistema a vaporizzazione vi concorre con tutto il calore interno di vaporizzazione, e cioè ha un'efficacia di 15 a 20 volte tanto.

La disposizione consente anche il ricupero del vapore mediante condensazione, là dove si creda ricorrere a questa economia nel consumo d'acqua.

Tale mezzo di raffreddamento ha avuto qualche applicazione nei motori da locomobile orizzontali; ma coi tipi verticali volendo evitare ogni impiego di pompa esso non si presterebbe ad ottenere una disposizione pratica, come risulta dallo schema che ne diamo colla figura 222 le cui lettere hanno il seguente significato:

A motore, B capsula di vapore all'alto della circolazione, M condensatore ove il vapore si condensa sotto l'azione di un getto d'aria o proveniente da un ventilatore (il ventilatore sarebbe inutile nel caso di moto

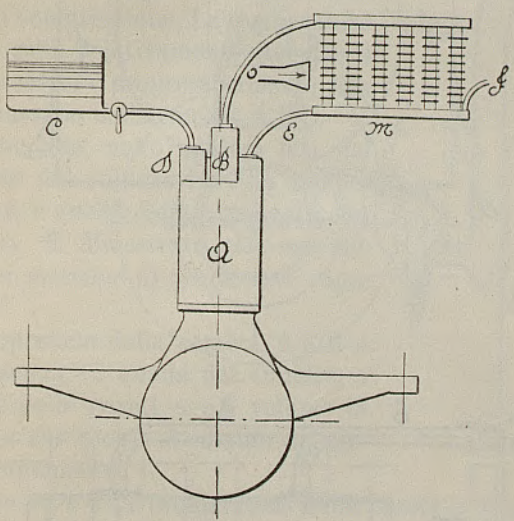


Fig. 222.

di una vettura), C serbatoio d'acqua, donde l'acqua passa al galleggiante alimentatore D. Il vapore condensato ritorna pel tubo E al motore. Se il vapore prodotto è in troppa quantità per la completa condensazione parte sfugge nell'aria per F; ed il galeggiante D lascia allora entrare automaticamente l'acqua deficiente.

Il cenno da noi fatto del sistema, che non ha più importanza per le vetture automobili, ha lo scopo di farne considerare il pregio eventuale per le installazioni fisse o similari dei motori veloci. È evidente che se la macchina è così costrutta da comportare questo raffreddamento a 100° esso deve dare sicuramente una forte economia di combustibile.

Tornando ora al sistema tipico sul quale si svolgeranno principalmente i nostri calcoli, diamo colla figura 223[1-2] la disposizione generale della circolazione d'acqua e del raffreddamento di essa, allo scopo di poterla reimpiegare, quale è adottata nelle automobili. Tale schema ci serve a mettere in evidenza le varie parti di cui il sistema si compone, quale possa esserne nelle varie applicazioni la forma e la disposizione.

Figura 223[1-2]. M è il motore a quattro cilindri, D la pompa (centrifuga) che serve ad attivare la circolazione dell'acqua, la quale penetra

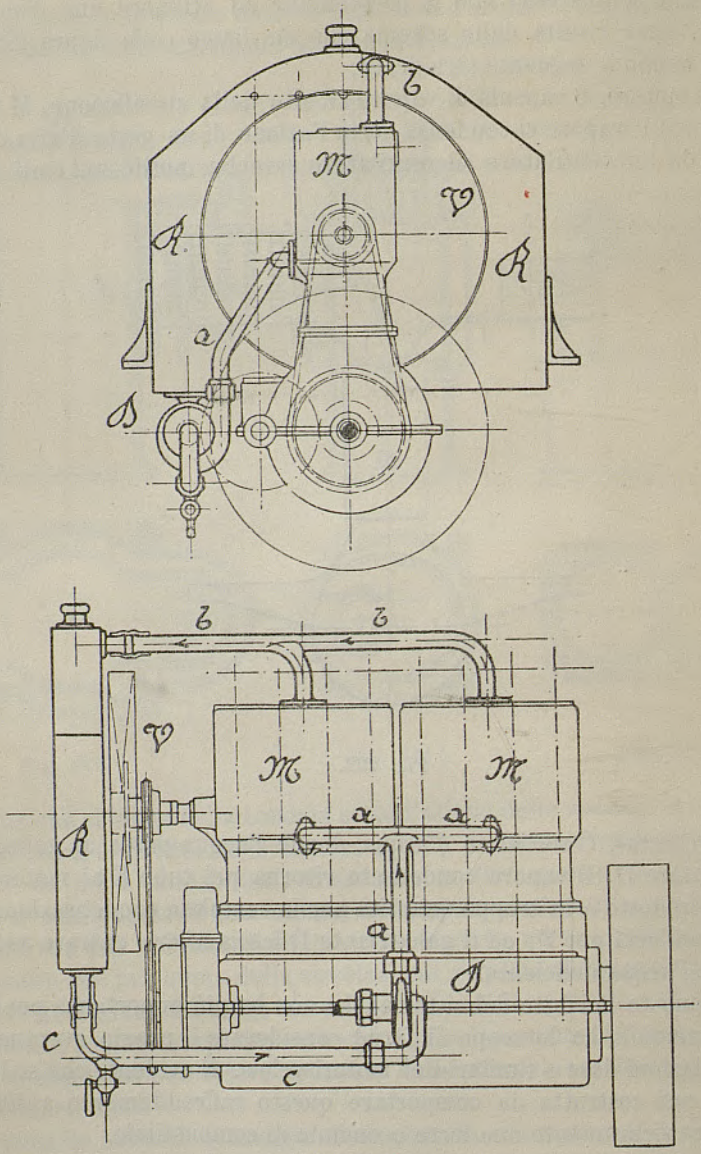


Fig. 223[1-2].

per *a* nella parte inferiore della camicia, e per *b* riscaldata viene al radiatore R.

Il radiatore è l'organo di raffreddamento per cui l'acqua entrata calda per *b* ne esce per *c* alla pompa D raffreddata alle condizioni iniziali. Il

radiatore R è un fascio di tubi, di forma varia nei vari tipi, percorsi all'interno dall'acqua e all'esterno dalla corrente d'aria creata nel movimento rapido della vettura e come sussidio, necessario nei periodi di arresto della vettura e di contemporaneo moto del motore, col ventilatore V.

Veggasi ora come si calcolano gli elementi di questo sistema.

Immaginisi colla fig. 224 la sezione di un cilindro percorso dal relativo stantuffo; AEB è la camera di compressione. La temperatura della parete sarà relativamente debole al livello CD e crescerà progressivamente fino a toccare il massimo nella camera AEB.

Supponiamo che, nelle quattro fasi del ciclo, la parete del cilindro sia alla temperatura media t_1 e quella della camera di compressione a t_2. È dimostrato che essendo $t_2 > t_1$ il valor massimo di t_2 non deve superare mai 350°.

Sia c la superficie della camera AEB a contatto coll'acqua, C quella del cilindro, s sia lo spessore delle pareti, e v il volume in litri dell'acqua che passa al minuto nel circuito di raffreddamento.

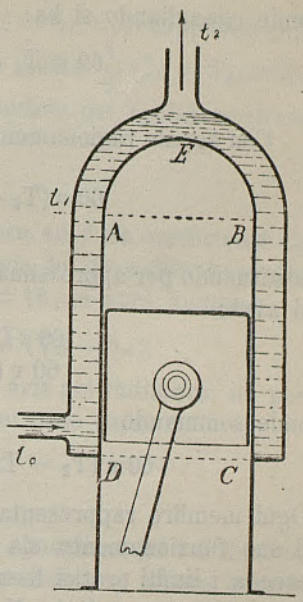


Fig. 224.

In generale se t è la temperatura della parete e T quella dell'acqua, x il coefficiente di conduttività, e k quello di trasmissione del calore dal metallo all'acqua, le calorie Q trasmesse per ora e metro quadrato dal metallo saranno:

$$Q = \frac{t - T}{\frac{s}{x} + \frac{1}{k}} = q\,(t - T),$$

essendo $\frac{1}{q} = \frac{s}{x} + \frac{1}{k}$. Ora $x = 58\text{-}59$, e k varia colla velocità di circolazione dell'acqua.

Questa velocità di circolazione — V in m. al 1″ — se A è la sezione media anulare della camera d'acqua, risulta da

$$V \,.\, A = \frac{v}{60}$$

e, secondo i dati di Ser, se $V = m\ 0{,}50$ si avrà $k = 3{,}38$ e per $s = 7$ m/m, sarebbe $\frac{1}{q} = 0{,}000416$.

Consideriamo ora l'acqua che entra nell'inviluppo a T_0 e si è portata a T_1 al livello AB. Essa asporta all'ora calorie $60 \,.\, v \,.\, (T_1 - T_0)$.

Il calore viceversa ceduto dalle pareti a quest'acqua sarà:

$$C\,q\left(t_1 - \frac{T_o + T_1}{2}\right),$$

onde eguagliando si ha:

$$60\,v\,(T_1 - T_o) = C\,q\left(t_1 - \frac{T_o + T_1}{2}\right).$$

Con eguale ragionamento per la camera di compressione si ottiene:

$$60\,v\,(T_2 - T_1) = c\,q\left(t_2 - \frac{T_1 + T_2}{2}\right);$$

sostituendo per approssimazione $\frac{1}{2}(T_o + T_1)$ con T_o e $\frac{1}{2}(T_1 + T_2)$ con T_2 si avrà:

$$60\,v\,(T_1 - T_o) = C\,q\,(t_1 - T_o)$$
$$60\,v\,(T_2 - T_1) = c\,q\,(t_2 - T_2)$$

onde sommando

$$60\,v\,(T_2 - T_o) = C\,q\,(t_1 - T_o) + c\,q\,(t_2 - T_2). \qquad (1)$$

Ogni membro rappresenta la quantità di calore tolta al motore. Perchè il suo funzionamento sia economico bisogna che questa quantità non ecceda i limiti pratici fissati fra $1800 \sim 2500 = Q$ calorìe per cavallo-ora. In conseguenza detto N il numero dei cavalli sviluppati dal motore, si avrà:

$$60\,v\,(T_2 - T_o) = N\,Q.$$

Il valore di v dalla (1) risulta

$$v = \frac{C\,q\,(t_1 - T_o) + c\,q\,(t_2 - T_2)}{60\,(T_2 - T_o)}$$

la quale non contiene come variabili che t_1 t_2 e v quando sono noti C e c e si sono fissate le temperature T_o e T_2 dell'acqua.

Sappiamo però che la temperatura della parete interna deve essere minore di $300° \sim 350°$; se tale temperatura è raggiunta nella fase di esplosione, ne risulta che la temperatura media t_2 sarà $<$ di $300° \sim 350°$, onde sarà $t_2 = \alpha \,.\, 350°$; supposto $\alpha = 0{,}8$ sarà $t_2 = 280°$ e si può valutare t_1 di circa $200°$. Si potrà così con questi valori numerici fissare v. Il quale può anche determinarsi in base alla forza in cavalli colla

$$v = \frac{N\,.\,Q}{60\,(T_2 - T_o)}.$$

4. **Calcolo del radiatore.** — Ottenuto col volume v il raffreddamento del cilindro, l'acqua esce da questo a T_2 ed entra nel radiatore alla stessa temperatura, per uscirne a T_o. Quale dovrà essere la superficie S del

radiatore su cui agisce la corrente di aria provocata dal ventilatore e quella provocata dal movimento del veicolo?

La temperatura media dell'aria nel passaggio traverso il radiatore sarà la media delle estreme θ_o e θ_1, cioè $\frac{1}{2}(\theta_o + \theta_1) = \theta_m$. Così supponesi pure che l'acqua abbia nel radiatore la temperatura media $\frac{1}{2}(T_o + T_2) = T_m$.

La quantità di calore trasmessa dalla superficie del radiatore all'aria risulta dalla formola sperimentale

$$f\sqrt{\omega}\,(T_m - \theta_m),$$

ove ω è la velocità dell'aria traverso il radiatore ed f un coefficiente che varia da 19,5 a 17,6 secondo che $T_m - \theta_m$ varia da 75° a 35°. In pratica $T_m = 70°$ $\theta_m = 20°$, cioè, $T_m - \theta_m = 50°$ e $f = 18$; si avrà dunque:

$$N\,Q = 60\,v\,(T_2 - T_o) = 18\,S\sqrt{\omega}\,(T_m - \theta_m).$$

Se A è la sezione libera per il passaggio di aria nel radiatore, ne passerà all'ora un volume $3600 \cdot A \cdot \omega \cdot = W$, il cui peso sarà:

$$\frac{W \times 1{,}293}{1 + \theta_o/273}.$$

Poichè θ_o giunge al massimo a 25°-30° si può eguagliare ad 1 il denominatore e scrivere che il peso d'aria che passa pel radiatore all'ora assorbe calorìe

$$3600\,A \cdot \omega \times 1{,}293 \times 0{,}237\,(\theta_1 - \theta_o) = N\,Q.$$

Risulterà quindi

$$18\,S\sqrt{\omega}\,(T_m - \theta_m) = 3600\,A \cdot \omega \times 1{,}293 \times 0{,}237\,(\theta_1 - \theta_o),$$

cioè

$$\frac{S}{A} = 61 \cdot \frac{\theta_1 - \theta_o}{T_m - \theta_m}\sqrt{\omega},$$

che dà il rapporto fra la superficie S del radiatore e lo spazio libero per il passaggio di aria. Se si aumenta A mantenendo la velocità costante si vede che $\theta_1 - \theta_0$ diminuisce, quindi la differenza $T_m - \theta_m$ aumenta, ciò che permette di diminuire S. Ciò, del resto, può riconoscersi *a priori*. Le troppo piccole sezioni di passaggio di aria nei radiatori creano una resistenza che scema la velocità del fluido e che, allungando il periodo di contatto fra l'aria e la superficie metallica, diminuiscono l'azione raffreddante. Un esagerato allungamento dei tubi d'aria ha conseguenze analoghe.

Colle indicazioni ora date è facile procedere al progetto di un radiatore ed allo stabilimento della pompa di circolazione.

I radiatori sono costrutti di tipo diverso. La disposizione primitiva, ed oggi pure usata, è quella di impiegare dei tubi foggiati a serpentino nei quali passa l'acqua; questi tubi sono raffreddati dall'aria ambiente, e sono muniti di alette, o imbottite sul tubo o saldate, per aumentarne la superficie. Queste alette piatte od ondulate sono in ferro, ottone, od alluminio. La

superficie delle alette e la loro distanza è fissata dai costruttori con norme assai varie. Grouvelle, ad esempio, dà alle alette una superficie eguale a dieci volte la sezione interna del tubo ed una distanza eguale al raggio interno di questo. Ogni cavallo richiede circa 2 metri di tubi ad alette di 15 mm., o m. 1,30 di tubo di 18 mm. Ai radiatori tubolari ad alette sono stati sostituiti con successo da molti costruttori i radiatori detti a nido di api (*nid d'abeilles*); il radiatore prende allora l'aspetto di un condensatore a superficie formato da un grande numero di tubi a parete sottilissima, nei quali l'aria esterna, o richiamata da ventilatore, o per la velocità del veicolo, circola con grande velocità raffreddando l'acqua che passa tra i piccolissimi interstizi lasciati dai tubi. I tubi hanno forma quadrata, esagonale, ottagona, ecc. Il numero dei tubi è grandissimo.

Il calcolo precedente ci dà le norme per fissare il numero dei tubi, la sezione libera di passaggio, la superficie di contatto, e cioè la lunghezza del radiatore.

5. Pompe di circolazione. — Perchè lo scopo al quale le pompe devono corrispondere sia soddisfatto, si richiede che abbiano funzionamento preciso, che dieno grande velocità di circolazione, che ne sia facile il montaggio ed agevole l'accessibilità.

I tipi di pompe impiegati sono due: 1° le pompe a pressione a stantuffo rotativo; 2° le pompe centrifughe. Le prime si dividono in due categorie, e cioè: *a*) pompe ad ingranaggi (rotismi a capsula) o pompe Root; *b*) pompe formate con capsulismi a manovella.

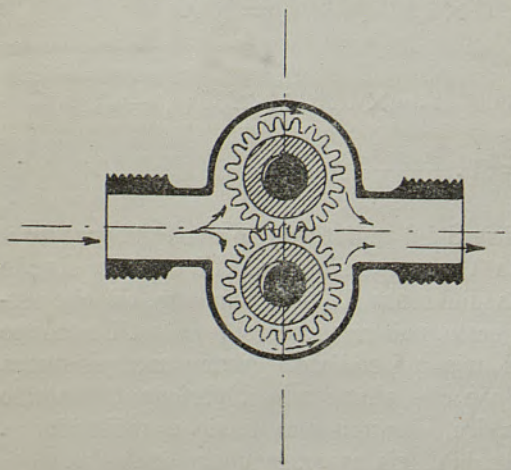


Fig. 225.

Noi non entreremo nei dettagli di calcolo di queste pompe, per i quali rimandiamo i lettori alla nostra opera, *Macchine motrici ed operatrici a fluido*, 2ª edizione. Ci limiteremo ad un cenno molto sommario, ricordando solo che essendo stato determinato il volume che deve circolare, è facile procedere alla loro calcolazione.

Le pompe rotative del tipo Root sono schematicamente rappresentate nella figura 225. I loro vantaggi sono: l'attitudine a dare forti pressioni, cosa assai utile nel caso di parziale ostruzione dei condotti; la sicurezza del funzionamento; la semplicità e la riversibilità. Ma stanno di fronte a questi vantaggi taluni inconvenienti, e cioè il logoramento rapido dei denti e la limitazione della velocità

angolare, non convenendo oltrepassare con esse i 600 giri, ciò che crea in alcuni casi qualche complicazione nel sistema di trasmissione.

Le pompe del tipo dei manovellismi a capsula sono in numero quasi indefinito. Uno dei migliori è rappresentato dalla pompa della figura 226[1-2]. Essa consiste in una capsula cilindrica *a*, nella quale gira un albero eccentrico *b* terminante in una testa fessurata in senso diametrale, nella quale

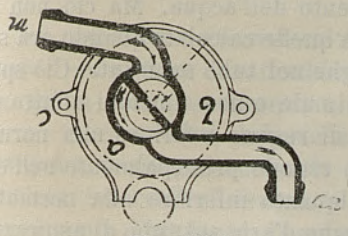


Fig. 226[1].

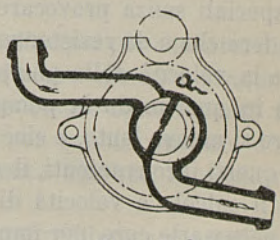


Fig. 226[2].

scorrono due palette *c* mantenute con molle interne contro la parete del cilindro; *m* è il tubo aspirante che proviene dal radiatore o serbatoio, e *n* il tubo premente che porta l'acqua al cilindro. Queste pompe dànno ottima pressione e il loro movimento è reversibile; debbono però girare a velocità debole, all'incirca quella delle pompe precedenti; la tenuta ne è poi sempre difettosa.

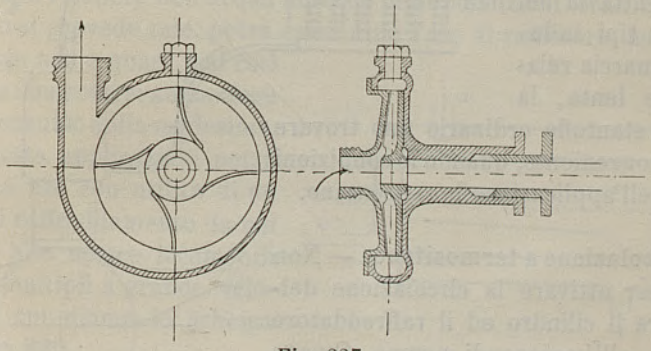


Fig. 227.

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

Il tipo di pompa più conveniente però e più frequentemente usato è la centrifuga. Di questa indichiamo colla figura 227 la disposizione ordinaria, ad aspirazione centrale. Questo tipo si adatta molto bene alle piccole forze. Si possono del resto usare, per le varie applicazioni e secondo i casi, i diversi tipi di pompe centrifughe note. Noi non ripeteremo qui la teoria di queste pompe che supponiamo nota ai lettori. Ricorderemo soltanto che con queste pompe il carico che si può vincere per spingere il volume d'acqua traverso le tuberie, il radiatore, ecc., e per fargli superare una determinata prevalenza, è proporzionale al quadrato della velocità periferica della ruota mobile. Senza toccare un certo grado di velocità, la cui determinazione si fonda su calcoli precisi, non è possibile nè ottenere il necessario volume

d'acqua, nè impartire a questo il carico per effettuare la circolazione. Nei tipi a stantuffo un eventuale aumento di carico trova modo di essere superato, assorbendo la pompa del motore una maggior percentuale di forza motrice; colle pompe centrifughe ciò non avviene se non si aumenta la velocità della ruota mobile, cosa impossibile se il rapporto di trasmissione non si può variare. Onde può darsi il caso che la pompa giri a vuoto in casi speciali senza provocare il movimento dell'acqua. Ma ciò non può dipendere che o da resistenze superiori a quelle calcolate quando era stata fissata la velocità delle pompe, o da fughe nel tubo aspirante. Ciò spiega anche in qual modo la pompa funzioni male o non funzioni affatto se il motore si muove lento, e cioè a velocità di regime inferiore alla normale. Tolti questi inconvenienti, il cui rimedio risiede principalmente nell'effettuare il calcolo a velocità di regime alquanto inferiore alla normale, e nelle necessarie cure per impedire le fughe d'aria sul tubo di aspirazione, stanno a vantaggio della centrifuga i pregi della semplicità, del minimo logoramento e di un rendimento conveniente.

Noi non abbiamo ricordato qui le *pompe a stantuffo alternativo*, come quelle che, nell'applicazione di questi motori veloci, non trovano, malgrado i loro pregi, facilità di adattamento e comando. Tuttavia nel caso dei tipi industriali a marcia relativamente lenta, la pompa a stantuffo ordinario può trovare impiego conveniente, quando le condizioni speciali dell'applicazione lo consentano.

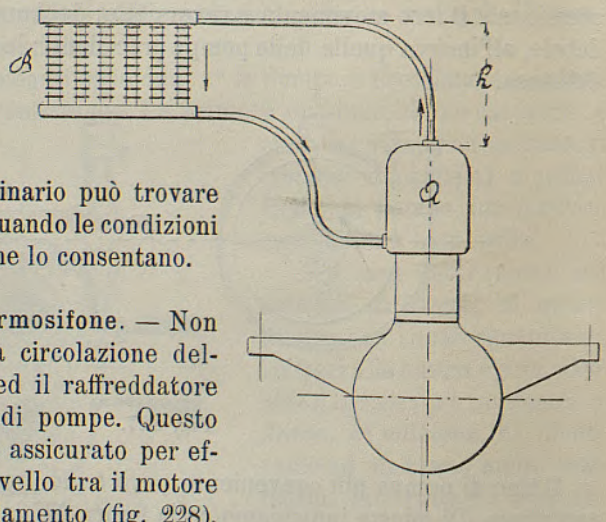


Fig. 228.

6. Circolazione a termosifone. — Non sempre per attivare la circolazione dell'acqua tra il cilindro ed il raffreddatore si ricorre all'impiego di pompe. Questo movimento può essere assicurato per effetto di differenza di livello tra il motore e l'organo di raffreddamento (fig. 228). L'acqua che circola intorno alla parete del cilindro A comunica con un serbatoio pieno d'acqua B, che può essere raffreddato mediante tubi ad alette, e forma un vero radiatore. L'acqua calda più leggera della fredda occupa la parte superiore del radiatore mentre la parte inferiore è occupata dall'acqua fredda. Il radiatore è in carico rispetto al cilindro del motore; la sua parte superiore comunica colla parte più elevata dell'inviluppo del motore e la parte più bassa colla parte inferiore dell'inviluppo stesso. Si produce allora nel funzionamento della macchina una circolazione di acqua nel senso delle

freccie. Il buon funzionamento dell'apparato richiede un valore minimo del dislivello h da cui dipende la velocità della circolazione, e per la migliore utilizzazione di esso, l'impiego di tubi ampî e possibilmente senza gomiti bruschi. Certamente il sistema è semplice; quanto all'economia per la soppressione della pompa, si può dubitare che essa sia reale, in quanto tale soppressione è compensata dalle maggiori dimensioni del radiatore e dei tubi.

7. **Dei radiatori e dei sistemi di recupero d'acqua per contatto diretto con aria.** — I sistemi di raffreddamento a radiatore offrono il grande vantaggio di un consumo d'acqua che dovrebbe essere teoricamente nullo. Diciamo, teoricamente, dappoichè le fughe, per quanto minime, d'acqua e di vapore, rendono necessario il rifornimento d'acqua al radiatore a determinati intervalli di tempo.

Certamente l'impianto di un sistema di raffreddamento a radiatore è costoso, ed ha quindi la sua vera ragione di essere nelle applicazioni in cui si deve scemare il peso dell'impianto di circolazione, e si debba evitare ogni consumo d'acqua, con una riserva d'acqua la più piccola possibile, quindi nelle automobili e nella navigazione aerea.

Negli impianti di navigazione ogni impiego di radiatore è inutile. Negli impianti fissi o nelle locomobili o semifisse l'impiego di sistemi di raffreddamento e di ricupero dell'acqua dipende dalle condizioni locali. Se l'acqua è scarsa, o si prevede tale, potrà esser utile l'uso di radiatore; ma siccome la scarsezza non è quasi mai così grande da non potersi ammettere un certo consumo della medesima, così in queste applicazioni potrà esser fatto uso con utilità di un sistema di raffreddamento da noi applicato alle nostre locomobili a cilindri multipli a grande velocità, e di cui diamo lo schema colla figura 229.

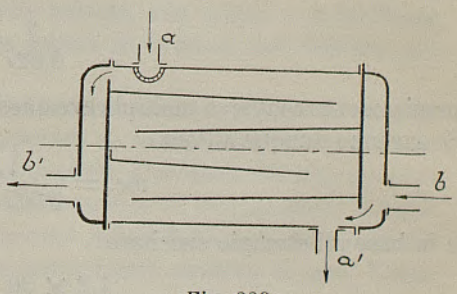


Fig. 229.

Il raffreddamento dell'acqua calda proveniente dal motore pel tubo a è provocato col fare percorrere a quest'acqua dei piani successivi obliqui, mentre la stessa è lambita da una viva corrente d'aria che, o spinta da ventilatore od aspirata con aspiratore, penetra in b e dopo aver percorso i singoli piani esce carica di vapore per b'. Così l'acqua calda, entrata per a, subìto il conveniente raffreddamento, si scarica per a_1 al serbatoio ove attinge la pompa. Il raffreddamento è prodotto pel fatto che l'aria si satura di vapore, e che il calore occorrente alla evaporazione è sottratto all'acqua medesima.

Un semplice calcolo permette di determinare il volume d'aria che deve fluire al secondo traverso l'apparato onde raggiungere un certo grado di raffreddamento.

Suppongasi che l'acqua nella quantità stabilita (ordinariamente 30-40 litri per cavallo-ora) entri per a alla temperatura t_1 proveniente dalla circolazione (circa 70°-80°), e debba essere raffreddata alla sua uscita in a_1 a t_2 ($t_2 = 30°$-$40°$). La quantità di calore da sottrarre all'acqua all'ora sarà:

$$30\ N.\ (t_1 - t_2) = Q.$$

Questa quantità di calore deve essere assorbita dalla vaporizzazione; e ammettendo che ogni chilogramma di vapore, tenuto conto di tutte le circostanze, assorba circa 600 calorìe, il numero dei chilogrammi d'acqua q da evaporare sarà:

$$\frac{30\ N\ (t_1 - t_2)}{600} = q;$$

per $N = 20$ $t_1 = 70°$ $t_2 = 40°$ si ha:

$$q = 30 \text{ chg. d'acqua all'ora.}$$

Si avrebbe dunque per la circolazione il consumo di chg. 1,5 di acqua per cavallo-ora. Il consumo è quindi ridotto al minimo. Resta a fissare quale sia il volume di aria che permetta la vaporizzazione di q chg. d'acqua.

L'aria evidentemente agisce in quanto le sue condizioni siano tali che le permettano di saturarsi di vapore. Supposto che l'aria sia secca, e che il passaggio attraverso l'apparato ne porti la temperatura a circa 30°, in queste condizioni ogni chilogramma d'aria potrà assorbire chg. 0,027 di vapore. In conseguenza il numero dei chilogrammi d'aria necessario sarà di

$$\frac{q}{0{,}027};$$

praticamente converrà moltiplicare questo numero per 1,2 e tradurlo in mc. Si avranno dunque all'ora

$$\text{mc.} = \frac{1{,}1 \cdot q}{0{,}027 \times 1{,}29}$$

e in base all'esempio succitato

$$\text{mc.-ora} = \frac{1{,}2 \times 30}{0{,}027 \times 1{,}29} = \frac{33}{0{,}035} = 940$$

e cioè 260 litri al 1″.

Questo sistema ha dato in pratica ottimi risultati e la sua efficacia può rendersi anche maggiore se non si è costretti a concentrare in poco volume l'apparato di raffreddamento o ricupero dell'acqua. Così negli impianti fissi ove occorra procedere col mezzo da noi suggerito al ricupero, si potrà far uso di un cilindro in lamiera verticale ripieno di coke, sul quale piova l'acqua proveniente dalla circolazione del cilindro, attraversato in senso contrario da una corrente d'aria soffiata da un ventilatore.

CAPITOLO XII.

DISPOSIZIONI GENERALI DI INSTALLAZIONE DEI MOTORI. TUBERIE, SILENZIOSI. LUBRIFICAZIONE

---

1. **Installazione completa dei motori veloci.** — Esaminando rapidamente le applicazioni di questi motori, sia allo *sport* che all'industria, potremo dare qualche esempio di installazione completa. Ora a completare il nostro argomento ci importa dare un cenno assai succinto del modo col quale si può concepire l'impianto generale di un motore del genere, sì che intorno ad esso si raggruppino nel modo più logico tutti gli accessori che pur non essendo parte diretta del motore, sono necessari al suo funzionamento.

Noi non parleremo qui degli accessori diversi che non costituiscono organi meccanici in moto e non ricevono movimento dagli organi del motore (come ad esempio i robinetti di scarico dell'acqua dai cilindri, i robinetti sui cilindri o sui tappi delle valvole, allo scopo o di facilitare l'avviamento o di introdurre qualche goccia di benzina per rendere più facili le accensioni, ecc.).

Gli accessori che ricevono moto dal motore sono: la pompa di circolazione dell'acqua, l'apparato o gli apparati di accensione, il regolatore; eventualmente un ventilatore od un aspiratore, a seconda del sistema prescelto per il raffreddamento dell'aria, e la pompa di lubrificazione nonchè il suo comando. Questi varii organi devono poter ricevere moto nel modo più semplice dall'albero motore e col conveniente numero di giri. Notisi che gli apparati di accensione sia a magnete (alta e bassa tensione), sia a rocchetto di induzione, richiedono un rapporto preciso di velocità con quella dell'albero motore, il che non può ottenersi che a mezzo di ruote dentate. Il sistema a ruote dentate (od a catena) può essere desiderabile anche per gli altri organi sussidiarii, ma non è necessario.

Comunque, sarà buona regola disporre i singoli apparati sussidiarii in modo che ne sia agevole il montaggio, lo smontaggio ed il controllo, indipendentemente uno dall'altro; è pure buona regola che il rapporto di trasmissione voluto si ottenga col minor numero di ruote dentate. I motori provvisti di due alberi distributori presentano evidentemente comodità maggiori per il piazzamento dei singoli apparati.

Una disposizione di insieme assai semplice per macchine a due alberi distributori è quella della figura 230. L'albero motore porta la ruota *a*

che, ingranando colle *bb*, muove i due alberi distributori A A. La coppia *cc* serve al moto del magnete M, la coppia *dd* al moto della pompa centrifuga di circolazione P. Il ventilatore che rende più efficace l'azione del radiatore (nel caso di automobili) è mosso con cigna mediante coppia di puleggie.

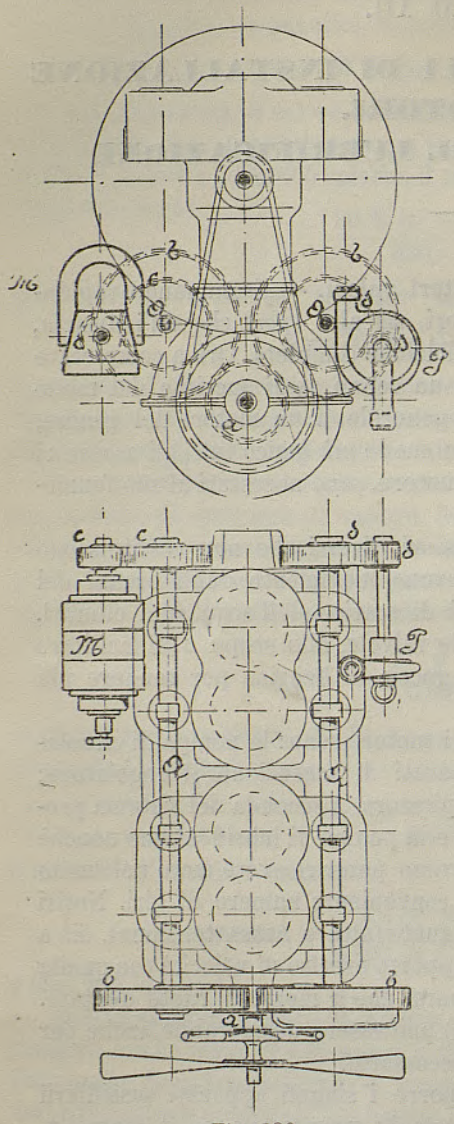


Fig. 230.

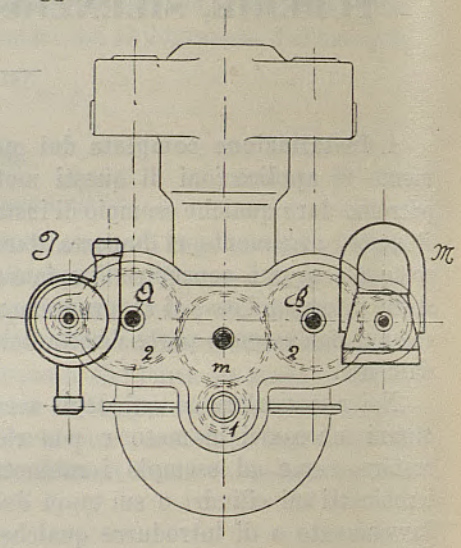


Fig. 231.

Il regolatore, se esiste, si può applicare all'estremo di uno degli alberi di distribuzione; e così pure all'estremità di uno di essi l'organo distributore dei contatti nel caso che esista l'accensione ad accumulatori.

La copertura delle ruote dentate mediante capsule, se è conveniente per l'applicazione di questi motori alle automobili o negli altri casi in cui è possibile che della polvere si inserisca fra le superfici di contatto, è inutile negli altri casi. Ma qualora si debba ricorrere a capsule di protezione degli ingranaggi è opportuno che queste si trovino disposte da un solo lato della macchina, come se ne ha esempio nella figura 231, per macchine a due alberi distributori A B (M magnete, P pompa). In tale caso tra l'ingranaggio 1, montato sull'albero motore, e gli ingranaggi 2, montati sugli alberi di distribuzione A B, esiste

una ruota intermedia m, la quale non influisce sul rapporto di trasmissione, ma influisce invece sul senso di rotazione degli alberi di distribuzione.

Nel caso di albero di distribuzione unico le difficoltà, se si vuole evitare un numero eccessivo di ingranaggi, diventano maggiori per ottenere una buona disposizione degli organi sussidiari.

Colla figura 232 ad albero di distribuzione unico A si ha un insieme — applicato talvolta ai motori di automobile — nel quale le ruote dentate che servono al comando del magnete M, della pompa P, e del ventilatore V, sono tutte dalla stessa parte della macchina ed in un solo piano, il che rende agevole la loro protezione col mezzo di capsula.

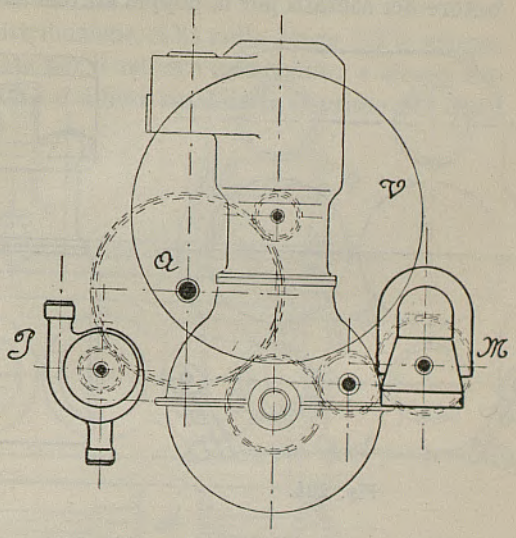


Fig. 232.

I due alberi della pompa e del magnete possono prolungarsi sui due fianchi per dare posto agli altri organi sussidiari, regolatore, pompa d'olio.

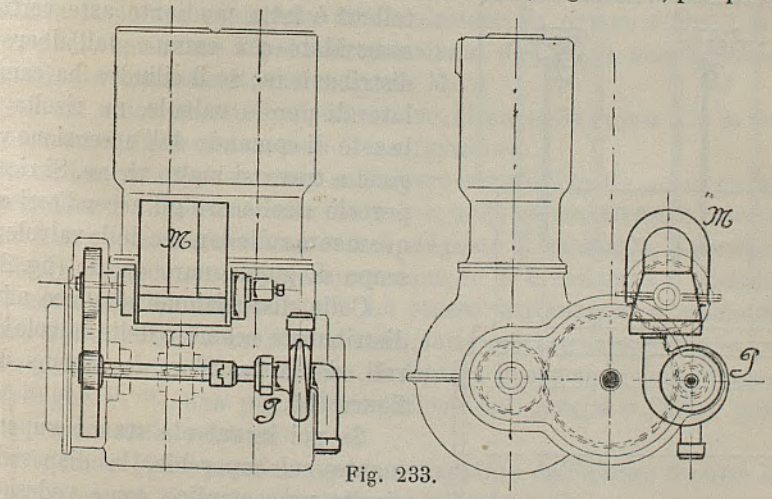


Fig. 233.

È opportuno fare il prolungamento d'alberi con piccoli manicotti a denti spostabili assialmente, in modo da poter sciogliere la giunzione.

Nello stesso ordine di idee e senza preoccupazione del movimento del ventilatore, si ha lo schema della figura 233, la quale non richiede spiegazioni (M magnete, P pompa).

Il regolatore è ordinariamente applicato alla grande ruota dell'albero di distribuzione; all'estremità opposta di questo si pone, ove esista, il distributore dei contatti per la doppia accensione.

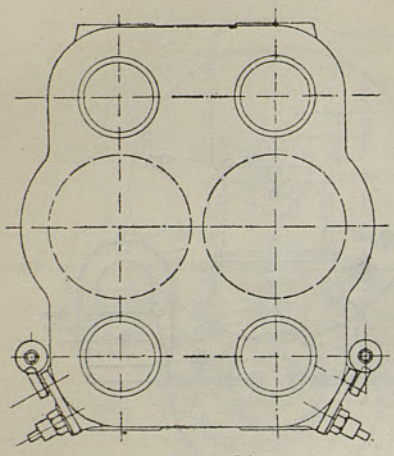


Fig. 234.

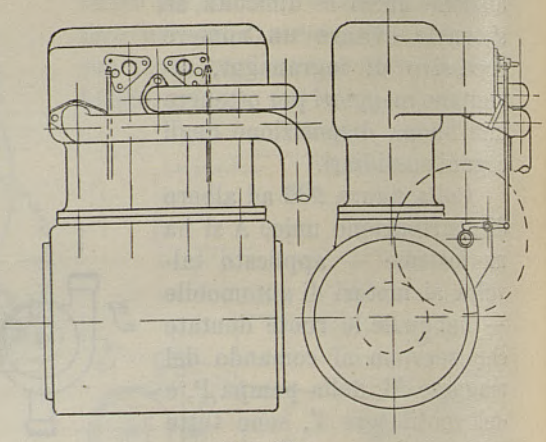


Fig. 235.

Nel caso che l'accensione sia fatta con magnete a bassa tensione, il comando dei martelletti richiede speciale attenzione.

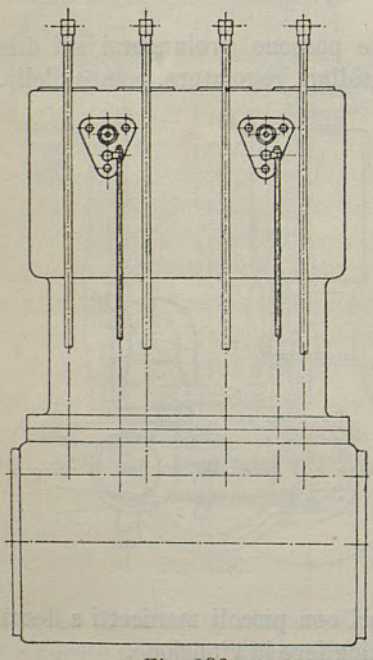


Fig. 236.

Come è noto, la manovra dei martelletti è fatta mediante aste verticali comandate con camme dall'albero di distribuzione; se il cilindro ha camere laterali per le valvole, ne risulta che le aste di comando dell'accensione vengono a trovarsi molto vicine. Si ricorre per ciò a collocare gli accenditori obliquamente sulle camere delle valvole allo scopo di guadagnare spazio (fig. 234).

Colla disposizione ad unico albero distributore e camere delle valvole laterali, si adotta allora lo schema della figura 235.

Se poi le valvole stanno superiormente sul coperchio, la disposizione risulta più semplice, come vedesi alla figura 236.

La maggiore o minore concentrazione degli organi ausiliari sulla incastellatura del motore dipende anche dalle condizioni di applicazione del motore e dal servizio che esso deve fare.

Così, ad esempio, per un motore fisso, o per un motore locomobile, o per un motore di navigazione, si potrà variare alquanto la disposizione rendendola più comoda e cioè meno concentrata.

Per motore a due alberi di distribuzione, si ha nella figura 237 lo schema della disposizione da noi adottata per il motore locomobile: *a* albero motore, D D_1 alberi di distribuzione, *e d* alberi sussidiarii, il primo dei quali

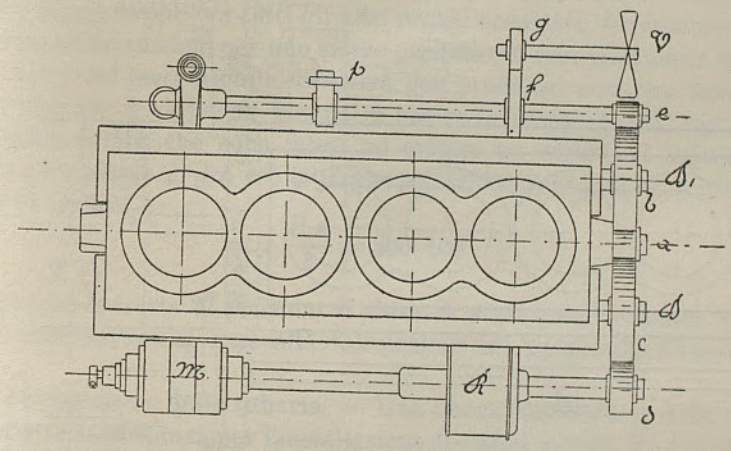


Fig. 237.

comanda la pompa centrifuga di circolazione, la pompa d'olio *p*, e colle ruote *g f* il ventilatore V pel raffreddamento dell'acqua, mentre il secondo comanda il regolatore R ed il magnete M.

Per un unico albero di distribuzione, si ha nella figura 238 lo schema da noi adottato per un motore di navigazione.

In *a* è l'ingranaggio montato sull'albero motore il quale comanda l'albero distributore D col mezzo delle ruote *b*, *c*; sullo stesso albero è calettata la ruota *h* che comanda direttamente il magnete M mediante il rocchetto *k*; il motore possedendo doppia accensione, in E è collocato il distributore dell'accensione ed accumulatori. Lo stesso ingranaggio *a* comanda col mezzo delle ruote *d e* un albero secondario pel regolatore R e la pompa d'olio *p*; da questo stesso albero si diparte il comando delle due pompe centrifughe P_I P_{II}, una per la circolazione del motore e l'altra pel prosciugamento della sentina.

Le pompe P′ P″ possono essere comandate dall'albero motore anche colle pulegge G H unite direttamente al volano F.

Gli esempi dati servono come indicazione di quanto è stato fatto in questo argomento, e come guida generale delle varianti che si possono introdurre, pur conservando alla disposizione generale prescelta un carattere logico e pratico. La possibilità di adoperare questi motori per impieghi industriali sopprime dei vincoli che le applicazioni precedenti hanno creato

circa la generale disposizione. Perciò chi studia il progetto di un impianto nuovo, pur servendosi come indirizzo di ciò che è stato fatto, deve adattarsi alle condizioni più proprie per il caso speciale che lo riflette.

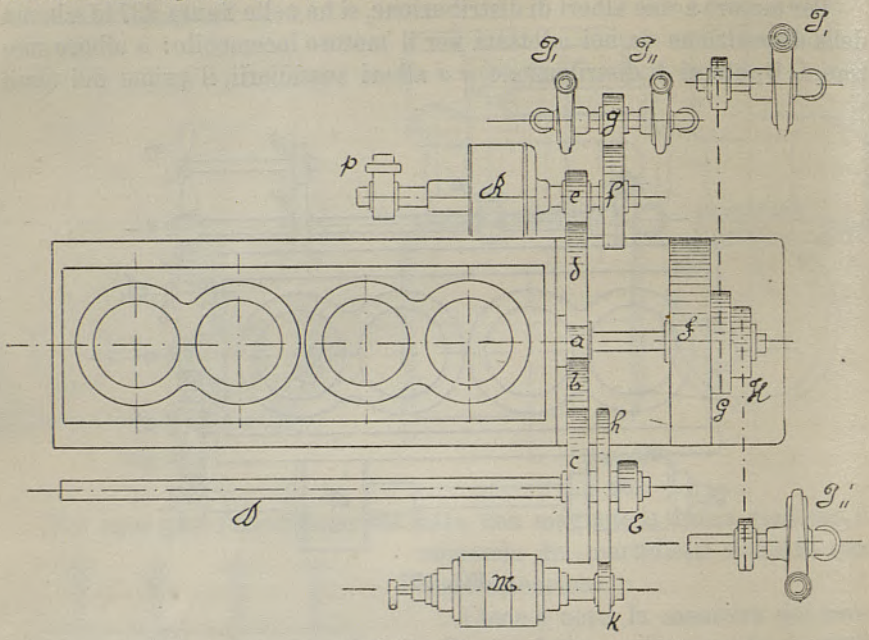


Fig. 238.

2. **Le ruote dentate.** — Abbiamo visto che la trasmissione a ruote dentate ha una grande importanza nella disposizione generale del sistema di distribuzione. Queste ruote sono generalmente cilindriche. È raro il caso che si debba ricorrere, fuori che nel caso in cui si voglia riportare l'albero di distribuzione nella parte alta del motore, a ruote coniche od elicoidali, le quali ultime sono invece molto usate nei motori orizzontali.

Queste ruote sono preferibilmente in acciaio dolce, con tempera e rettifica dei denti; talvolta si fanno in bronzo, qualche volta, allo scopo di rendere l'ingranaggio meno rumoroso, si costruisce una delle ruote del sistema in fibra, nel qual caso la fibra è racchiusa fra dischi di bronzo.

È buona regola che la dentatura sia fina, e cioè piccolo il passo, poichè la piccolezza del passo rende il moto più dolce e facilita la registrazione esatta, sia della distribuzione, sia del magnete. Si compensa il minor spessore del dente con una maggiore lunghezza del medesimo, il che è soprattutto vantaggioso nel rapporto del logoramento.

La calcolazione delle ruote, e quindi del loro passo, si deve fare in base allo sforzo periferico che sollecita il dente. Ma è molto difficile poter analizzare gli sforzi che agiscono sulle ruote e determinare la loro intensità. Per l'albero di distribuzione lo sforzo da vincere è la tensione delle molle

sulle camme e la resistenza di attrito nei perni; ma vi è inoltre il lavoro della pompa, quello richiesto dal magnete, dal ventilatore, ecc.

Per sfuggire questa determinazione di carattere incerto, e allo scopo di mettersi in un ordine di idee che dia la maggiore sicurezza si può ragionare così. Data la forza della motrice in cavalli, si sa che il rendimento medio oscilla dall'80 al 70 %, onde dal 20 al 30 % è assorbito dalle resistenze passive. Di queste si potrà attribuirne $^2/_3$ all'albero motore, bielle, stantuffi, ed $^1/_3$ alla distribuzione e a tutti gli altri organi accessori. Avremo dunque da calcolare gli ingranaggi per uno sforzo periferico P corrispondente al valore di circa 0,1 del lavoro totale. Si potrà per prudenza eccedere fino a 0,15.

Conosciuto il valore di P si potrà fissare la larghezza dell'ingranaggio coi criteri pratici che sono intesi ad evitare un eccesso di logoramento. Detto n il numero di giri e b la larghezza dell'ingranaggio, la pratica consiglia di fissare:

$$\frac{P\,n}{b} = 800\text{-}400$$

secondo che si tratta di acciaio o di ghisa. Si potrà quindi ottenere il valore di b il quale servirà di base alla calcolazione del passo colle formole note.

3. **Disposizione delle tuberie.** — Una buona disposizione delle tuberie è di grande importanza per l'installazione di questi motori. Ma l'argomento non è sempre ritenuto degno di esame. Limitare la lunghezza dei tubi, il numero delle loro flangie, dare al loro sviluppo un andamento che eviti gli spigoli vivi o le curve troppo sentite, è cosa di grande importanza. Dovrà anche aversi cura che il diametro dei tubi sia sufficientemente ampio perchè il fluido (la miscela) percorra i tubi con velocità ridotta oscillante fra i 20 ed i 30 metri al 1″. Talvolta nella pratica si supera questa velocità, ma non è conveniente.

Lo schema generale di una condotta di gas o di miscela è assai semplice. La condotta consta di un tubo aspirante e di un tubo di scarico che mette capo al barilotto di scarico o al silenzioso. Fra le due condotte sono inseriti i cilindri che lavorano in serie.

La figura 239 rappresenta lo schema della disposizione dei tubi: a è il tubo di aspirazione, b il tubo premente. Il dettaglio cd si riferisce all'applicazione speciale di carburatore a benzina; in tal caso d è il carburatore e c la presa d'aria fatta intorno al tubo di scarico onde introdurre nel carburatore dell'aria sufficientemente riscaldata. Il tubo di scarico mette capo al barilotto o silenzioso.

Alcuni costruttori dispongono le cose in modo da riunire con un tubo unico due valvole, di scarico e di ammissione, adiacenti. Bisogna però notare che in certi casi tale disposizione non è ammissibile in quanto comporta il pericolo che, per effetto di soprapressione dei gas scaricantisi da una valvola, l'altra possa sollevarsi. Il caso si può verificare facilmente se i due meccanismi adiacenti sono a 360° colle rispettive fasi. Al principio

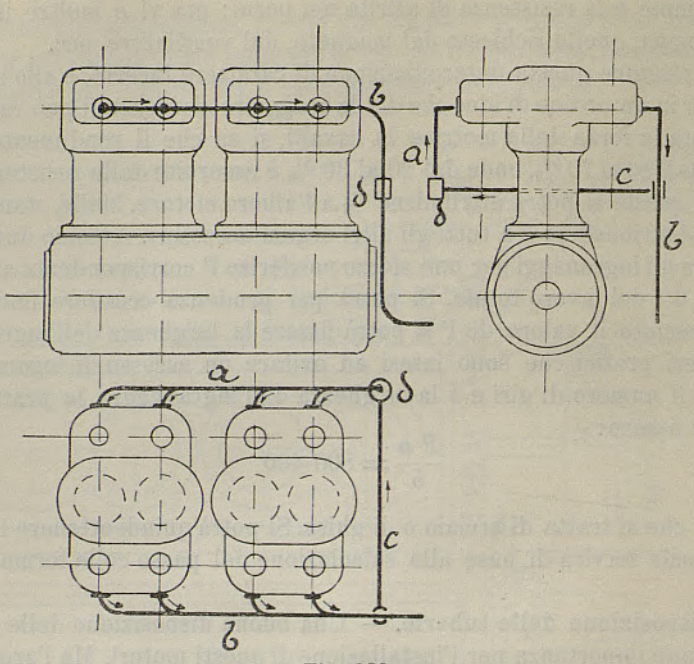


Fig. 239.

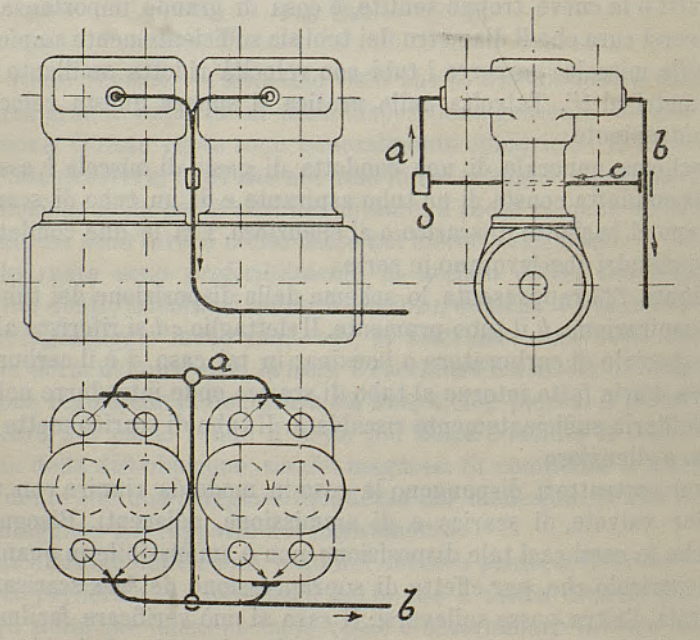


Fig. 240.

dello scarico in un cilindro ha luogo nell'altro l'ammissione; un piccolo eccesso di pressione può sollevare la valvola di scarico di tal cilindro, dando luogo ad accensione prematura. Nelle disposizioni ordinarie di manovelle adiacenti a 180° questo pericolo non è a temere.

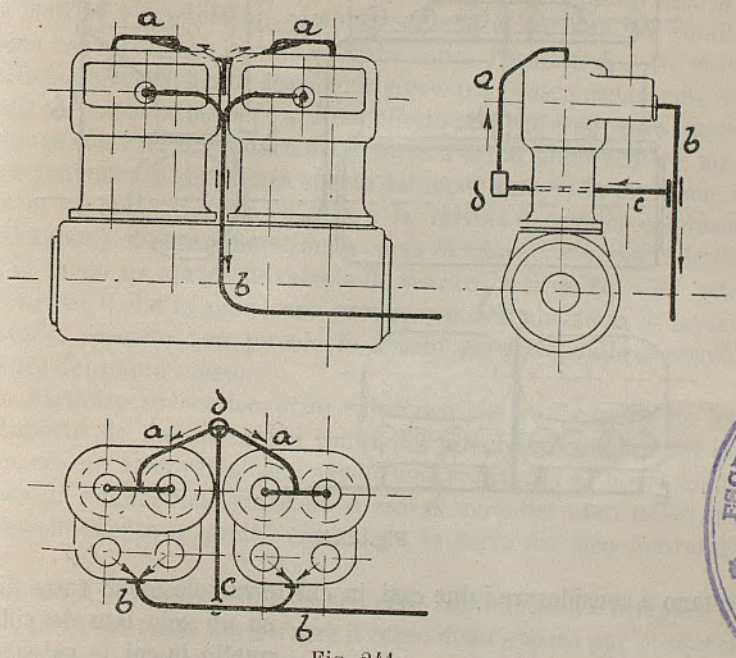


Fig. 241.

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

Disposizione simile è rappresentata nella figura 240: *a* tubo di aspirazione, e *b* tubo di scarico. Eguale significato che nella figura precedente hanno le lettere *d c*.

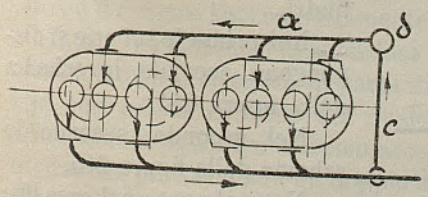


Fig. 242.

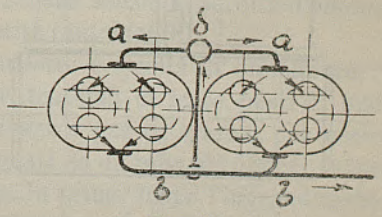


Fig. 243.

Cogli schemi precedenti si ha il vantaggio di tener distinte sui due lati del motore le tuberie di ammissione e scarico, evitando nella prima riscaldamenti dannosi.

Nel caso di valvola di scarico laterale e di valvola di ammissione sul coperchio, la conveniente disposizione dei tubi è quella che risulta dalla fig. 241.

Se tutte le valvole sono sul coperchio la disposizione dei tubi risulta dalle figure 242 e 243, quando però gli assi delle valvole corrispondenti a

ciascun cilindro si trovino in un piano normale a quello che passa per la mezzaria dei cilindri.

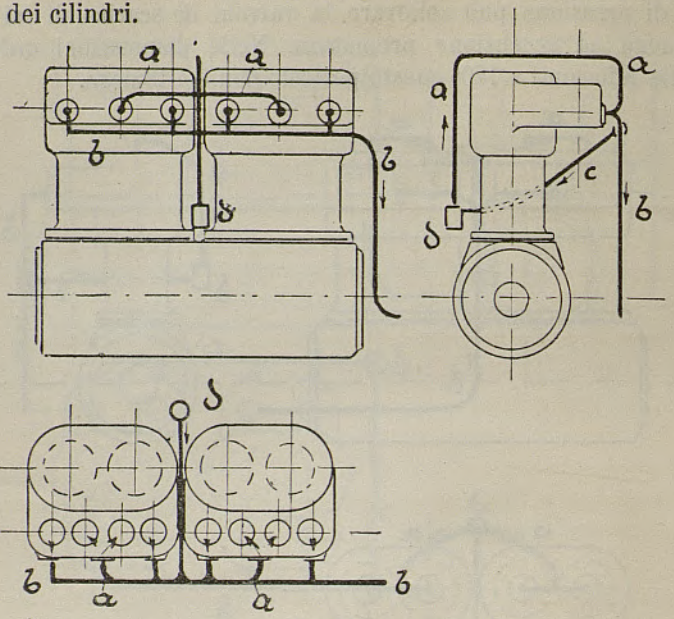


Fig. 244.

Restano a considerare i due casi in cui le valvole sieno tutte disposte su un solo lato dei cilindri, e quello in cui le valvole, pure essendo sul coperchio, si trovano colla mezzaria in un piano parallelo a quello che passa per la mezzaria dei cilindri.

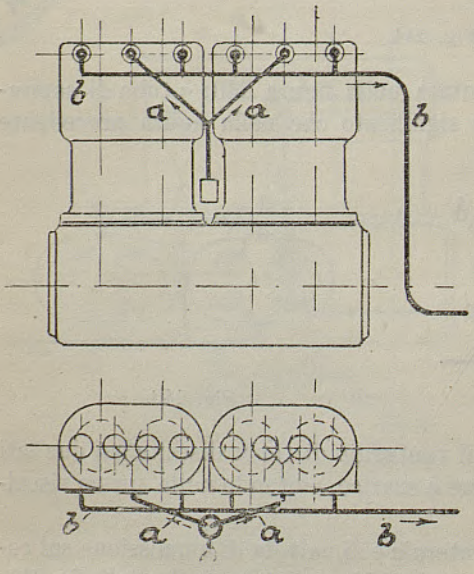


Fig. 245.

Nel primo le tuberie si dispongono secondo lo schema della figura 244.

Nel secondo, secondo lo schema della figura 245.

Naturalmente nel caso che il motore non funzioni con carburatore a benzina il tubo di ammissione sarà collegato al generatore di gas ed alla presa d'aria, provvisti ciascuno di robinetto registrabile onde proporzionare gli elementi della miscela. Così dicasi nel caso di vaporizzatori. Se poi la macchina

funziona con polverizzatori che mettono capo direttamente al cilindro, allora il tubo di ammissione è un semplice tubo d'aria.

4. **Silenziosi o barilotti di scarico.** — Generalmente alla fine della corsa motrice i prodotti di combustione che si trovano nel cilindro posseggono una pressione ancora elevata sopra l'atmosferica. Ne risulta che l'apertura della valvola di scarico produce una brusca espansione di questi gas alla pressione atmosferica, il cui effetto acustico è eguale a quello d'una esplosione esterna. A rendere meno forte il colpo dello scarico, ma sovratutto a diminuire la resistenza offerta dal medesimo, se la pressione interna a fine di espansione è un po' alta e la valvola di scarico cominciasse ad aprirsi appena al punto morto della corsa di ritorno, si registra la distribuzione in modo da aprire la valvola di scarico, a circa $25° \sim 35°$ prima dal punto morto, il che in ogni caso produce una diminuzione di lavoro inapprezzabile, essendo ben piccolo lo spazio percorso dallo stantuffo nelle vicinanze del punto morto.

Un barilotto di scarico, o un silenzioso che rappresenta un barilotto così disposto da annullare nei limiti del possibile il rumore del colpo di scarico, creano sempre in ogni modo una resistenza al libero efflusso dei prodotti di combustione, onde deve essere cura del costruttore il soddisfare possibilmente a queste condizioni, in parte fra loro contraddittorie, e cioè:

a) che il barilotto debba essere poco ingombrante e semplice;

b) che esso possa ammorzare il colpo dello scarico pur producendo la minima perdita di energia sul motore.

Secondo le applicazioni di questi motori, il tecnico vedrà se si debba badare sovratutto ad evitare ogni spreco di forza motrice tollerando un poco di rumore allo scarico (come nelle installazioni fisse, di navigazione, delle locomobili e simili), o assoggettarsi ad una sensibile perdita d'energia purchè il rumore sia completamente attutito (automobili).

Il tipo più semplice di silenzioso o barilotto è quello di un cilindro di ghisa o lamiera, riempito in parte di coke, truccioli di ferro, pezzi di mattoni, ecc., ad un estremo del quale arrivano i gas di scarico, per uscire all'atmosfera dall'altro estremo accompagnati da un tubo più o meno lungo. Si produce per tal modo un doppio effetto. In primo luogo l'ingrandimento della conduttura di scarico prodotta dal silenzioso fa l'ufficio di una specie di volano per rapporto all'efflusso gasoso, il quale, da intermittente sul motore, si rende pressochè uniforme allo scarico nell'atmosfera; in secondo luogo gli ostacoli frapposti nell'interno del silenzioso rompono in ogni senso la direzione della corrente, contribuendo così a regolarizzare la velocità di uscita finale del gas, e quindi ad attenuare le detonazioni dello scarico.

I barilotti di scarico semplici (che si fanno in lamiera o ghisa) esigerebbero, per ottenere una forte attenuazione del rumore, un volume di 15 a

20 volte quello della cilindrata; ordinariamente si limita la capacità a 5-7 volte. Di qui il vantaggio dei motori veloci policilindrici per la riduzione di volume del silenzioso.

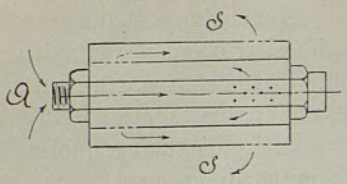


Fig. 246.



Fig. 247.

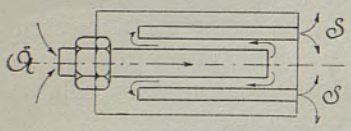


Fig. 248.

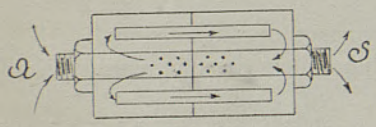


Fig. 249.

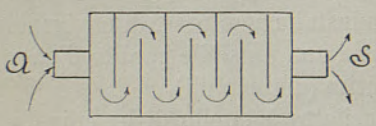


Fig. 250.

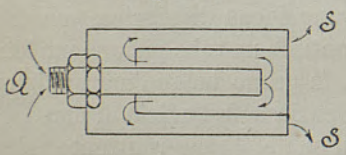


Fig. 251.

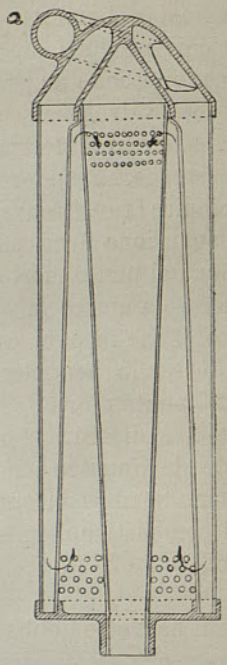


Fig. 252.

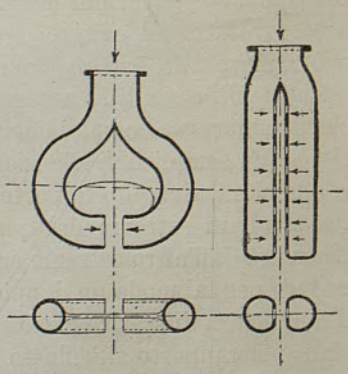


Fig. 253.

Dove si vuole un silenzioso completo, che risponda a tal nome, anche tollerando qualche eccesso di resistenza, si moltiplicano dentro l'apparato le ostruzioni e gli allargamenti della condotta sì da formare un vero barilotto multiplo. A tale scopo il barilotto è diviso in comparti con diaframmi trasversali, o con cilindri concentrici, forati, in modo da accoppiare al

fenomeno dell'espansione a gradi o a cascate in successive capacità, quello del mutamento brusco di direzione della corrente gasosa.

Alcuni tipi di silenziosi sono indicati nelle figure 246-253; essi creano una perdita di lavoro che può calcolarsi dal 3 al 6 % del lavoro del motore.

Fig. 246. Tubo centrale con foro all'estremo più lontano dall'arrivo, e due camere anulari provviste di fori in chicane.
» 247. Tubo centrale con fori che mettono capo in due comparti separati da un diaframma a fori; il tubo centrale è diviso in due sezioni distinte.
» 248. Il tubo di arrivo si prolunga fin quasi al termine del silenzioso; a questo estremo si trova una corona formata di piccoli tubi che si prolungano fin quasi alla parete opposta della camera.
» 249. Combinazione dei tipi precedenti.
» 250. Diaframmi interni che obbligano i gas ad un movimento in chicane.
» 251. Doppio tubo interno.
» 252. Tipo Singeler. I gas penetrano per *a* nella culatta del silenzioso svolgendosi nel senso delle freccie.
» 253. Silenziosi riposanti sul principio di dividere la corrente di scarico in due masse eguali, obbligandole all'uscita ad un urto che ammorza le onde sonore.

È bene, in ogni modo, che, a titolo di chiusa dello studio di questo argomento, si tenga presente che *più l'apparato è silenzioso più esso sottrae di potenza al motore.*

5. **La lubrificazione dei motori veloci.** — L'argomento della lubrificazione dei motori è di grande interesse, in quanto la bontà del funzionamento, la regolarità del servizio, la durata del meccanismo, oltre che ad una esatta calcolazione delle sue parti è affidata ad una buona lubrificazione, così da assicurare che il lubrificante nella giusta misura possa penetrare fra le superfici mobili a contatto mantenendole nello stato di assoluta proprietà, ed evitando ogni ingrassamento.

Il metodo più semplice di lubrificazione, per il quale si prestano solo questi motori veloci data la loro forma di motori tipo *pilon* a carter chiuso inferiore, è quello di riempire di olio la parte inferiore del carter, fino ad una certa altezza sicchè le teste di biella colla loro estremità vi si immergano di qualche poco, provocando così nella rapida rotazione uno sbattimento di olio che ne proietta le goccie da ogni parte sì che queste giungono a lubrificare, se occorre mediante fori opportunamente praticati nei vari punti, tutte le superfici sfreganti.

Le superfici da lubrificare sono le seguenti:

a) i cilindri nelle loro superfici di sfregamento collo stantuffo;

b) il piede di biella, cioè il contatto tra il cuscinetto al piede di biella e lo spinotto dello stantuffo;

c) i sopporti dell'albero motore;

d) le teste di biella.

Il metodo di lubrificazione sopra accennato, ottenuta collo sbattimento d'olio per parte delle teste di biella, è certamente sufficiente ad assicurare la lubrificazione completa di tutti gli organi alla condizione che al piede e alle teste delle bielle, e sui cappelli dei sopporti esistano delle aperture o fori opportunamente disposti per ricevere le goccie che si proiettano in ogni senso, ed all'altra condizione pure essenziale che il livello d'olio nel carter non si abbassi oltre quel limite per cui le bielle possano girare senza toccarlo, perocchè cesserebbe allora ogni lubrificazione.

Aggiungiamo che un eccesso d'olio è pure dannoso, sia per le fughe che, a causa della più intensa proiezione, si verificano verso lo stantuffo, le quali producono consumo d'olio o vaporizzazione di esso nella fase esplosiva e perdite di lubrificante nello scarico non ricuperabili, sia perchè quest'olio penetrato nella camera di compressione viene facilmente proiettato sulle candele di accensione sospendendone il funzionamento.

Comunque, se si adotta questo metodo di lubrificazione, dappoichè esso importa un consumo d'olio, sarà necessario che il carter venga ad intervalli od in modo uniforme alimentato di nuovo olio per mantenervi il livello necessario.

Ma tale sistema, pure essendo assai generalizzato, non è spoglio di inconvenienti. Non è escluso in primo luogo che le proiezioni d'olio non arrivino ad alimentare alcuni dei fori di lubrificazione, e ciò dà origine a riscaldamenti; occorre poi che i fori e i condotti che seguono siano abbastanza ampi, nè vi si producano ostruzioni che ostacolino il passaggio delle goccie, onde le goccie che cadono senza pressione possano avere libero corso fino alle superfici da lubrificare.

L'olio che scola da tutte le superfici lubrificate si raccoglie nuovamente nel carter.

Ad evitare gli inconvenienti del sistema ora indicato, e specialmente il pericolo della mancanza eventuale di lubrificazione per eccessivo abbassamento del livello, o per le altre cause suaccennate, e per ottenere che l'olio penetri tra le superfici a lubrificare con una certa pressione, la quale, creando appunto fra le superfici sfreganti a contatto uno strato infinitesimo di sostanza lubrificante, permette di togliervi ogni pericolo di logoramento anche con pressioni specifiche elevate, sono stati adottati con successo i sistemi di lubrificazione centrale automatici a serbatoio od a pompa.

Nel primo caso un serbatoio che si trova ad una certa altezza sopra il motore alimenta mediante una serie di contagoccie, da cui diramano piccoli tubi, i punti che si ritengono più interessanti del motore nella misura

normale corrispondente al consumo e l'eccesso d'olio si scarica nel carter. In tal modo però non possono lubrificarsi che gli organi sfreganti di cui almeno una delle superfici sia fissa, e cioè il cilindro e i sopporti dell'albero motore. Ma dal cilindro si passa facilmente al piede delle bielle mediante fori trasversali nel perno dello stantuffo, come indica la figura 254. Viceversa dai sopporti si può lubrificare le teste di biella con fori opportunamente praticati nell'albero a manovelle, come alla figura medesima.

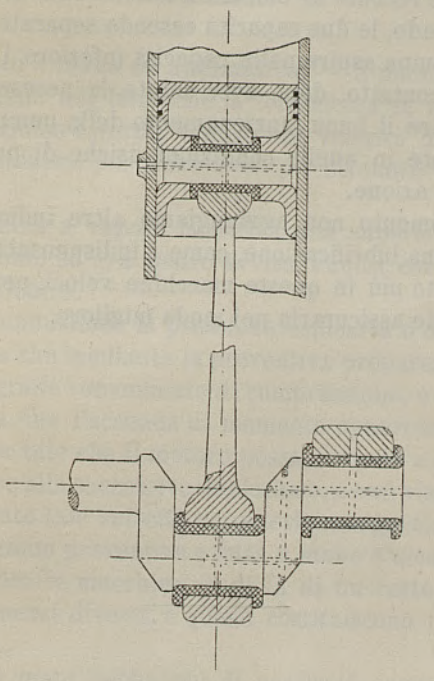


Fig. 254.

Ma l'impiego di un serbatoio centrale a contagoccie può essere utile in certe applicazioni ove sia possibile tenere il serbatoio ad una altezza sufficiente per dare al lubrificante una certa pressione, cosa che non sempre si può fare.

In tal caso si deve ricorrere al servizio di una pompa, la quale ha il vantaggio di poter dare al lubrificante il grado di pressione che si desidera e di evitare ogni eccesso nel consumo d'olio, potendosi il carter, dal quale la pompa aspira, alimentare in modo continuo con contagoccie separato delle quantità di olio che il motore normalmente consuma.

Il sistema a pompa non rende più necessario che il livello d'olio nel carter tocchi le teste di biella nel loro movimento. La circolazione avviene continua nel senso che la pompa aspira dal carter e spinge l'olio da un lato nei cilindri, donde, come si è detto, si lubrifica lo spinotto dello stantuffo,

e dall'altro o all'estremo dell'albero motore, tutto forato, col quale si lubrificano sopporti o teste di biella, o sui sopporti donde si lubrificano le teste di biella.

È necessario, per assicurare il buon funzionamento, che la pompa aspiri dal carter dell'olio puro, evitando di aspirare quei depositi che nel servizio della macchina si formano sempre sul fondo del carter. Il sistema perciò preferibile è quello adottato nelle nostre locomobili e da Dion-Bouton nel suo tipo recente di motore d'automobile, di formare, cioè, nel carter un doppio fondo, le due capacità essendo separate da un filtro (vedi fig. 132). Così la pompa aspira nella capacità inferiore l'olio che discende dalle superfici di contatto, dopo aver subìto la necessaria filtrazione; e ciò sia per assicurare il buon funzionamento della pompa, come per mantenere il lubrificante in quelle condizioni fisiche di proprietà, che sono necessarie alla sua azione.

Su questo argomento non aggiungiamo altre indicazioni. Ci basterà ripetere che la buona lubrificazione, come è indispensabile nelle macchine in genere, lo è tanto più in queste macchine veloci, per le quali si dovrà avere ogni cura onde assicurarla nel modo migliore.

CAPITOLO XIII.

MESSA IN MOTO DEI MOTORI. INVERSIONE DI MOTO

1. **Messa in moto a mano ed automatica.** — Il punto debole dei motori a combustione risiede nel fatto che la loro messa in moto deve avvenire per opera di un impulso esterno, e sotto una velocità diversa da quella di regime, e nelle condizioni più sfavorevoli per ottenere una spinta efficace all'avviamento.

In ciò la macchina a vapore conserva una superiorità indiscussa sul motore a combustione, ed è, a nostro avviso, l'unica che le si possa ancora effettivamente attribuire.

Nel motore a combustione la pressione esplosiva o di combustione non può essere ottenuta che mediante la preventiva preparazione della miscela nel cilindro ad un grado conveniente di compressione, e mediante lo scoccare di una scintilla che l'accenda al momento opportuno. La spinta così ottenuta deve esser tale che il motore possa, a vuoto e per forza viva dei suoi organi, giungere alla successiva esplosione, e così via, fino a che la macchina abbia acquistato tale velocità da poterla assoggettare al carico utile.

Questa preparazione preventiva è fatta *a mano d'uomo* per le macchine di minor potenza; per le macchine al di là di un certo limite di forza è d'uopo ricorrere a mezzi diversi, e questi costituiscono i sistemi di *messa in moto automatica*.

Che la messa in moto debba poi di necessità costituire una difficoltà alquanto maggiore nelle macchine veloci, risulta da diverse circostanze. In primo luogo essa non può farsi che ad una velocità sensibilmente minore della velocità ordinaria o di regime della macchina. In tal caso l'aspirazione non è nelle migliori condizioni per preparare nel cilindro una buona miscela; la compressione della miscela riesce minore, per la maggior facilità di fughe, anche di quella fissata dalla decompressione; la scintilla di accensione, quando non sia ottenuta con bobina ed accumulatore, è meno potente e talvolta manchevole. Aggiungasi che queste difficoltà sono aggravate dalla temperatura bassa del motore se questo è rimasto fermo per qualche tempo od una intera notte: mentre si constata che a motore caldo questi inconvenienti hanno minore influenza sulla facilità della messa in moto.

Ciò spiega come si provveda spesso a compensare la povertà della miscela (per di più malamente compressa) coll'aggiunta di qualche goccia di benzina nel cilindro o nei cilindri; e ciò spiega come sia spesso difficile,

senza cause apparenti che l'ostacolino, l'avviamento di un motore a combustione, e difficile trovare, nelle ragioni varie che possono creare la difficoltà di avviamento, la causa vera che la produca e porvi rimedio.

Possiamo affermare con sicurezza che, se questa incertezza di avviamento non si ripetesse con troppa frequenza, e per cause non sempre facili a spiegare, o comunque non tali che il personale addetto alla condotta del motore possa trovarne facile spiegazione e rimedio, il motore a scoppio avrebbe già vinto definitivamente la lotta impegnata contro le altre forme di forza motrice.

Non si deve però credere che ciò costituisca un difetto fondamentale del sistema a combustione, per modo che i profani si credano in diritto di poter dire che il motore a combustione è una macchina capricciosa, che parte quando vuole, senza una ragione chiara che spieghi il fatto di una partenza facile susseguita da un'altra molto laboriosa a breve intervallo di tempo, o viceversa.

Il tecnico ragionatore che si trova davanti al fenomeno non può attribuirne la cagione (supposto naturalmente che sia perfetta la registrazione del motore) che a due soli fatti, e cioè a *difetto nelle giuste proporzioni della miscela* ed a *difetto di accensione*, e dovrà industriarsi a correggerli. Le altre cause di carattere meccanico, come fughe delle valvole, dello stantuffo, deficienza di compressione, non entrano nel conto, dappoichè si ritiene che la macchina sia completamente sistemata in ogni sua parte dal lato meccanico.

2. Avviamento del motore a mano. — L'avviamento del motore a mano è fatto con manovella del tipo delle figure 255 e 256 quale è applicata alle

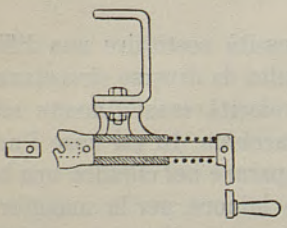


Fig. 255.

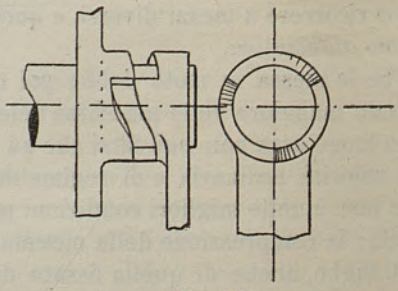


Fig. 256.

automobili. Queste manovelle, il cui mozzo ha la forma di innesto a denti, si disimpegnano da sè non appena il motore, per effetto delle esplosioni, assume una velocità maggiore di quella che gli è impressa dal braccio dell'uomo. Esse però offrono l'inconveniente di restare in presa nel caso di accensioni a contraccolpo seguendo il movimento all'indietro dell'albero motore. Ciò costituisce un pericolo per l'operaio, non però tanto grave quanto si potrebbe credere se l'operaio ha cura di dare alla manovella, col

massimo ritardo di accensione, la velocità conveniente. Si sono del resto proposte le manovelle di sicurezza le quali si disimpegnano dall'albero egualmente bene sia nel caso normale di marcia avanti che di marcia indietro. Colla manovella Hefter di questo tipo, il giunto è sciolto dopo le prime accensioni normali dal passo di una vite fissata all'estremo dell'albero nel prolungamento dell'asse, e nel caso di contraccolpo mediante un arpionismo.

La manovella è il più spesso manovrata dandole un impulso di rotazione continua tanto più veloce se la scintilla di accensione è ottenuta a magnete, ovvero imprimendole un colpo secco per frazione di giro quando il cilindro od uno dei cilindri della macchina si trovi nella fase di accensione; il colpo secco deve corrispondere al momento in cui la bobina del magnete genera la scintilla di accensione, e la velocità di rotazione che vi corrisponde è sempre elevata, più che colla rotazione continua.

Questo sistema di avviamento può esser fatto per macchine ad uno o più cilindri a limitata compressione (benzina) e per diametri di cilindri non superiori a 120 mm. senza disporre di alcun organo per scemare la compressione. Ma se la compressione è forte (come nei motori a gas povero, o nei motori ad iniezione separata del combustibile) è necessario provvedere, al di là di un certo limite del diametro, ad applicare mezzi di decompressione, senza di che la fatica alla messa in moto diverrebbe eccessiva.

Questi sistemi di decompressione si risolvono nell'aprire alquanto le valvole di scarico durante la fase di compressione e precisamente nel primo tratto della corsa di questa; sicchè parte della miscela aspirata passa allo scarico, e la compressione risulta minore. Tale diminuzione non deve però eccedere quel limite oltre il quale l'esplosione non darebbe un sufficiente impulso alla messa in moto.

La decompressione ottiensi coll'addossare (fig. 257) al contorno della camma di scarico A nella 2ª fase una controcamma (di decompressione) che occupa sul disco di base una lunghezza corrispondente a circa $^2/_3$ dello sviluppo della fase, a partire dal suo inizio, ed avente una altezza a di circa $^1/_2$ a $^1/_3$ della altezza h della camma di scarico. Naturalmente l'altezza varia in riguardo alla natura della miscela ed all'ampiezza della camera di compressione, onde è bene che la rettifica di a sia fatta dopo prova della macchina, perchè si ottenga la messa in marcia sicura senza eccessiva fatica dell'operaio.

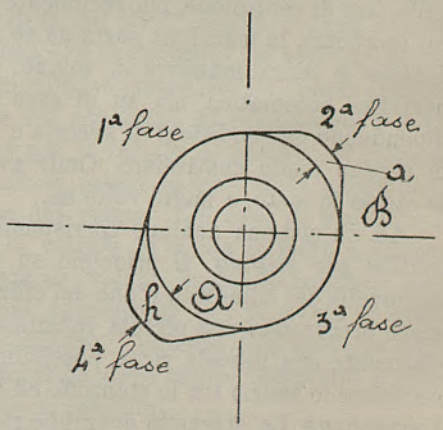


Fig. 257.

La controcamma viene ad applicarsi al contorno della camma mediante spostamento di una bussola infilata sull'albero e scorrevole su chiavetta fissa nell'albero stesso come si vede nella figura 258 (*a* camma, *b* controcamma manovrata opportunamente con leva).

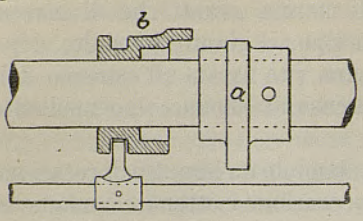


Fig. 258.

Nessuna difficoltà ad adattare questa stessa disposizione a più cilindri comandando tutte le controcamme *b* con un organo unico.

3. Messa in moto automatica. — Ma quando si oltrepassano certi limiti di forza diviene necessario adottare sistemi di messa in moto automatica, i quali, se si impiegano per le piccole macchine, costituiscono invece non una necessità soltanto ma una comodità.

In generale i sistemi di messa in moto automatica non possono fare a meno di accensione a bobina se essi non sono in grado di produrre a vuoto tale velocità che il magnete rotativo sia in grado di dare scintille di accensione abbastanza potenti. Questa difficoltà è minore con magneti a bassa tensione.

Disponendo sul motore di un'accensione a bobina quando il numero dei cilindri non sia inferiore a quattro, nel qual caso (salvo la condizione specialissima e ben difficile a verificarsi che gli stantuffi si trovino al punto morto, ed in ogni modo da non temersi se i cilindri sono oltre quattro, nel qual caso la macchina non ha punto morto) uno degli stantuffi si trova nella fase di esplosione, può facilmente verificarsi che, stabilita l'accensione col rocchetto, la macchina parta da sè senza alcun aiuto da parte del conduttore e senza manovra di volano. È questo veramente un sistema di partenza automatico, ma su di esso non può farsi alcun assegnamento, dipendendo da condizioni di miscela e di compressione che non si possono in nessun modo controllare. Onde avviene che qualche volta si otterrà la messa in moto, e molte volte no.

Ad un sistema analogo corrisponde quello detto di *accensione automatica per miscela*. Il principio su cui riposa consiste nel collocare la manovella del cilindro o d'uno dei cilindri al di là del punto morto d'accensione occorrendo con piccola rotazione del volano, e nell'introdurre artificialmente una miscela ricca, possibilmente compressa, facendo alla stessa occupare lo spazio tra lo stantuffo ed il fondo del cilindro, dando in seguito l'accensione. Lo stantuffo dovrebbe ricevere così l'impulso necessario per l'avviamento. Ma non è nè facile nè comoda la preparazione di questa miscela. Si può farne una presa speciale nel periodo di marcia regolare del motore durante la fase premente, raccogliendola in un piccolo serbatoio all'uopo disposto; ma ciò non risolve il problema della messa in moto *iniziale*, che può esser ottenuta in tal modo solo se si ha disponibile gas luce

o gas povero, o se si provveda con vaporizzazione artificiale di benzina a formare una miscela tonante da introdurre in uno dei cilindri.

Trascurando di accennare alla messa in marcia con acido carbonico compresso o simili, veniamo al mezzo classico di messa in moto automatica mediante *aria compressa*.

Annesso alla motrice è un serbatoio di aria compressa della capacità conveniente. Quest'aria viene preparata inizialmente nel serbatoio, sia con pompa a mano sia con compressore comandato da piccolo motore apposito, a seconda che si tratti di un grande o di un piccolo impianto di forza motrice. Durante il funzionamento della macchina è bene che la stessa, o col comando del suddetto compressore che si fa funzionare per breve intervallo di tempo, o di altro più piccolo che si fa funzionare continuamente (evitando gli eccessi di pressione con valvola automatica di sicurezza), mantenga sempre pronta nel serbatoio la necessaria pressione.

Si è talvolta provveduto alla ricarica del serbatoio da parte della motrice col fare in modo che, al momento dell'esplosione, una piccola frazione dei prodotti di combustione prenda la via del serbatoio. E per le nostre macchine veloci a più cilindri (a queste soltanto è unita la messa in moto automatica) basterà che, nel caso, di questo organo alimentatore del serbatoio mediante prodotto di combustione sia provvisto un unico cilindro.

Avendosi a disposizione l'aria compressa i modi per utilizzarla alla messa in moto sono diversi.

Il più semplice è di fare la manovra a mano dell'otturatore, che ammette l'aria al cilindro. Perciò se si tratta di un unico cilindro, o se il robinetto o la valvola di ammissione d'aria compressa è applicata a un cilindro solo in una macchina a più cilindri, basterà disporre lo stantuffo del cilindro stesso sulla terza fase a 15-20 % al di là del punto morto, e dare a mano l'ammissione d'aria chiudendola prima che lo stantuffo sia arrivato al termine di corsa. Quest'aria ammessa al cilindro lavora per una parte di corsa a piena pressione e, dopo chiusura del robinetto, ad espansione; e nella corsa di ritorno si scarica all'esterno per la valvola di scarico. Si richiede evidentemente di portare lo stantuffo di messa in moto nella giusta posizione mediante opportuna rotazione del volano. Nel caso di macchine a quattro e più cilindri se si applica la valvola di messa in moto a ciascun cilindro, non occorrerà alcuna manovra del volano, bastando scegliere quel cilindro che si trova nelle condizioni appropriate per la messa in moto.

Con tale sistema applicato ad un cilindro, l'impulso dato dall'aria compressa per una corsa ad uno degli stantuffi deve essere sufficiente a ottenere la messa in moto definitiva; onde si richiede:

1° che la pressione d'aria sia sufficiente, e dovrà perciò essere maggiore quanto più numerosi sono i cilindri; ordinariamente si va da sei a dodici atmosfere da uno a sei cilindri;

2° che, salvo il caso speciale in cui l'aria possa imprimere al primo cilindro una velocità sufficiente, sarà necessario che l'accensione alla messa

in moto sia fatta con accumulatori e bobine, cioè sia indipendente dalla velocità della macchina;

3° che la macchina, allo scopo di diminuire la resistenza alla messa in moto, sia disposta sulla mezza compressione.

In tal modo all'impulso dell'aria nel primo cilindro, susseguono le accensioni nei successivi, e, mano mano la macchina accelera, si toglie la decompressione e si passa all'accensione gratuita ed efficace del magnete.

È però preferibile che il comando della ammissione d'aria venga effettuato dall'albero di distribuzione. In tal caso ogni cilindro è provveduto della rispettiva valvola d'ammissione dell'aria compressa, la cui apertura è comandata dall'albero di distribuzione con apposita camma. Questa camma è registrata così da aprire la valvola al principio della terza fase, e da tenerla aperta per un tratto di corsa (da $^1/_3$ a $^1/_2$) facendo lavorare l'aria pel resto di corsa ad espansione. Questa valvola è di piccole dimensioni e secondo il diametro dei cilindri da 100 a 250 mm. varia da mm. 12 a 25 di diametro. Con tale sistema ogni cilindro riceve il relativo impulso ad aria compressa successivamente lavorando a due fasi come un motore ad aria compressa. Si raggiunge così in quattro o cinque giri la velocità sufficiente per sopprimere il mezzo sussidiario di avviamento e per lasciar lavorare la macchina nel suo modo normale, ritirando le camme che comandano le valvole d'aria. Ad avviamento ottenuto, si chiude il robinetto sulla condotta generale d'aria.

Tale sistema è certamente più sicuro di quello ad impulso unico; richiede, è vero, un maggiore consumo di aria, ma ha il vantaggio di poter eliminare l'accensione a bobina, poichè si raggiunge rapidamente la velocità che permette il regolare andamento del magnete, sì a bassa che ad alta tensione.

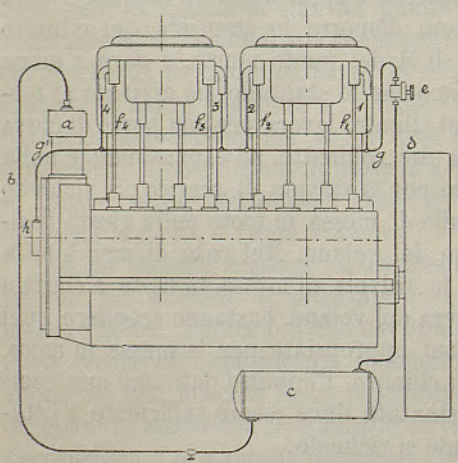


Fig. 259.

La figura 259 dà lo schema di un sistema di avviamento automatico di questo genere. L'albero motore muove costantemente il compressore *a* e l'aria compressa generata si raccoglie nel serbatoio *c*. Di qui mediante manovra del piccolo robinetto *e* l'aria stessa passa pei condotti 1, 2, 3, 4, alle valvole di ammissione d'aria dei cilindri, comandate dagli steli f_1, f_2, f_3, f_4. All'atto stesso in cui si apre il robinetto *e*, l'aria compressa penetra in *h* all'estremo dell'albero di distribuzione agendo su uno stantuffo che spinge le camme di messa in moto alla giusta posizione per azionare le valvole. Quando la messa in

moto è ottenuta si chiude *e*, ed una molla riporta la camme di messa in moto alla posizione di riposo.

La sezione delle valvole di scarico *m* e delle valvole di messa in moto *f* è data dalla figura 260.

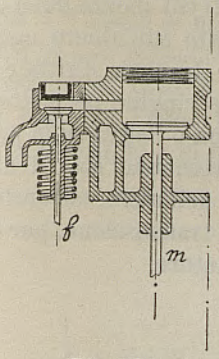


Fig. 260.

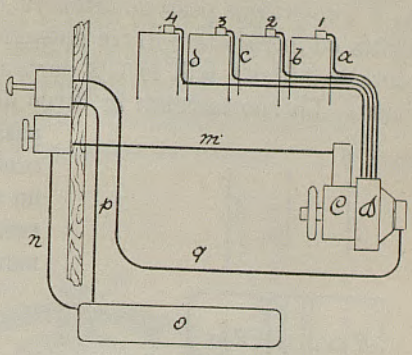


Fig. 261.

Altra disposizione per lo stesso sistema di avviamento ad aria compressa si vede nella figura 261. In essa C è il compressore col quale si genera l'aria compressa che si raccoglie nel serbatoio O. Di qui l'aria compressa passa per i tubi *p q*, ad un distributore rotativo D che mediante i tubi *a*, *b*, *c*, *d*, l'ammette ai cilindri 1, 2, 3, 4.

4. Inversione di marcia nei motori ad esplosione. — I tentativi fatti sin qui per rendere invertibile il senso di moto dei motori ad esplosione, non ebbero soluzioni pratiche abbastanza semplici e interamente soddisfacenti. Si comprende d'altra parte come la possibilità d'invertire il senso di moto del motore, solo con opportuno spostamento della distribuzione, abbia praticamente una importanza affatto secondaria, data la necessità ad ogni inversione di rimettere in moto il motore mediante un impulso esterno od estraneo al motore.

In tal caso è più agevole e più comodo, se l'applicazione del motore ne richiede l'inversione, che questa sia fatta esternamente al motore e indipendentemente da esso, sicchè l'inversione del comando si ottenga pure lasciando marciare il motore sempre nello stesso senso. Si ha così il non lieve vantaggio di evitare la rimessa in azione del motore, operazione sempre fastidiosa se non penosa e che può anche offrire qualche incertezza.

La regola « che se il motore cammina non è prudente disturbarlo nel suo andamento » trova così la sua ragionevole applicazione.

L'inversione di movimento sull'albero o sugli organi comandati dal motore trova la sua principale applicazione nella navigazione, ma la trova pure nelle automobili, e può trovarla in molti altri impieghi. Lo studio delle trasmissioni ci offre molteplici soluzioni di questo problema, ma è principalmente negli impianti di navigazione con motori a scoppio che questi

meccanismi hanno preso una forma speciale concentrata la quale riunisce in un gruppo le tre funzioni della marcia avanti, indietro e dell'arresto, pur lasciando fnnzionare il motore sempre nello stesso senso.

Per un *impianto fisso* nel quale possa farsi uso di trasmissione a cigna l'arresto e l'inversione possono ottenersi (fig. 262) col mezzo della doppia cigna diritta ed incrociata e di tre puleggie montate sull'albero motore di cui la centrale 3 fissa e folli le 1, 2 portanti l'una la cigna diritta e l'altra la incrociata. Lo spostamento in corpo delle due cinghie permette di far passare l'una o l'altra sulla puleggia centrale ottenendo così il moto in un senso o nell'altro, ed anche l'arresto della trasmissione, pur funzionando il motore.

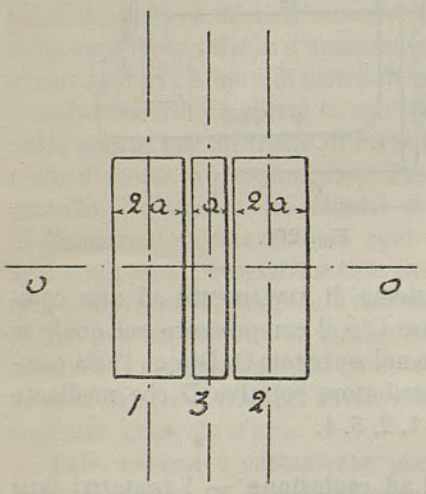


Fig. 262.

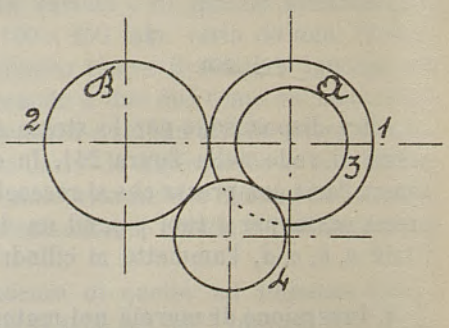


Fig. 263.

Nelle automobili il periodo di arresto cioè di disimpegno della trasmissione del motore è ottenuto con un innesto, mentre l'inversione è ottenuta nel cambio di velocità a mezzo di ruote dentate. Così se, nel cambio (fig. 263), A è l'albero motore, B l'albero mosso la cui trasmissione diretta avviene colle ruote 1, 2, si otterrà la marcia indietro nel rapporto di velocità voluto coll'effettuare il comando di A e B mediante le ruote 3, 4, 2, togliendo contemporaneamente l'ingranamento 1, 2.

Nella navigazione (ed i sistemi speciali in essa adottati possono ricevere applicazione in altri casi consimili) i mezzi proposti sono diversi. Il più semplice è quello di modificare l'inclinazione del passo delle eliche mediante l'impiego delle eliche dette reversibili, di cui diremo avanti.

Per ragioni varie si preferisce però ricorrere a disposizioni meccaniche di cui qui accenniamo le principali. Esse comportano tutte un sistema di innesto e una trasmissione con un treno differenziale a freno.

Il meccanismo Goutallier è rappresentato nella figura 264. Esso componesi del treno differenziale F, D D racchiuso in un carter C a forma di doppio cono. L'albero motore I è solidale al rocchetto E e può scorrere nel cono femmina A V che esso trascina nel proprio movimento di rotazione

colla chiavetta a scorrimento B. Il tubo T che è continuato dall'albero porta-elica è solidale al rocchetto F. I satelliti D D ruotano sulla crociera H. Il cono femmina A R è fisso calettato sul bâti. La leva L permette di spostare tutto il differenziale col carter nel senso longitudinale. Infine il cono femmina A V ruota in un sopporto a sfere che è il sopporto di spinta. La manovra ne è la seguente: 1° Il carter è a contatto col cono A V; si ottiene la marcia avanti, tutto il sistema formando volano e realizzando la presa diretta come se l'elica fosse calettata direttamente sull'albero motore; nessun ingranaggio è in moto; è la posizione del disegno; 2° Il carter non

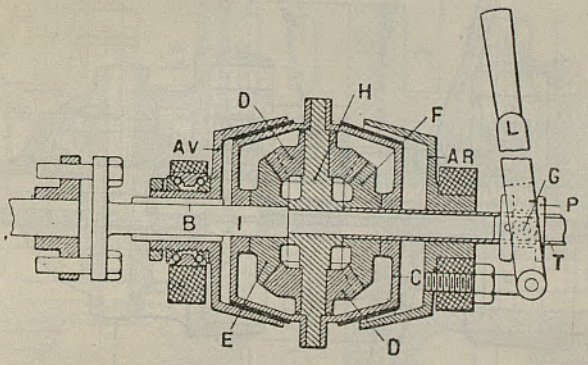


Fig. 264.

è a contatto con alcuno dei coni A V, A R; si ha allora il disinnesto; i satelliti D D rotolano in C girando alla velocità del motore, ed F è immobile; 3° Il carter essendo a contatto col cono fisso A R è immobilizzato, ed i satelliti D D invertono la marcia, facendo girare F in senso inverso ad E.

Le varianti a tal sistema riflettono la forma dell'innesto, e quella degli ingranaggi. Il tipo Forest è rappresentato nelle figure 265 e 266; si compone di un carter C venuto di fusione con una lunga bussola C, chiuso da calotta emisferica E; all'estremo della bussola è fisso un segmento estensibile B. Un secondo segmento D lascia passare a dolce attrito la bussola C. Un volano A e un rocchetto sono fissati sull'albero motore. Il moto di questo è impartito all'elica col treno differenziale X Y Z; quest'ultimo è fisso all'albero della elica che passa libero traverso la calotta E. Sulla bussola C si sposta lateralmente un manicotto a gola M K comandato dalla leva L; il manicotto è in tre pezzi per permettere ad M di girare mentre l'altra parte è immobile. La posizione I corrisponde alla marcia avanti; tutto il sistema gira, salvo la frizione D e la parte K. La III alla marcia indietro; la frizione fa da freno per immobilizzare C E, e l'albero motore trasmette un moto inverso all'albero V col differenziale. La posizione II corrisponde all'arresto dell'albero mosso. L'albero motore gira invece colla ruota d'angolo X trascinando il carter nel moto di rotazione. Le ruote Y Y' formano satelliti intorno a rocchetto Z.

Il sistema da noi adottato pel motore a sei cilindri di 140 HP a gas povero del piroscafo *Padus*, del cui apparato motore diremo più avanti, è rappresentato nella figura 267. Offre il vantaggio d'una grande concentrazione.

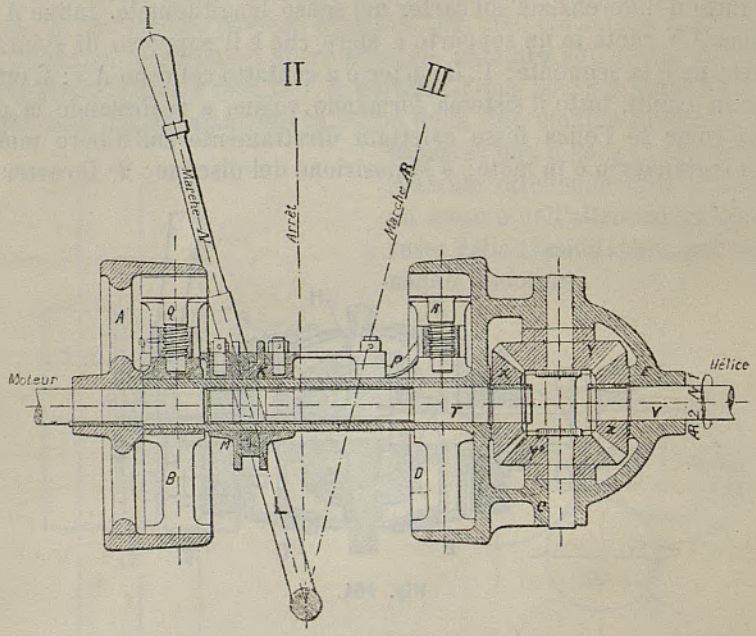


Fig. 265.

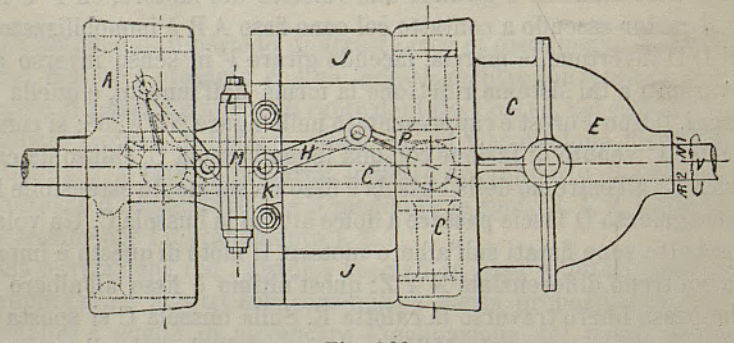


Fig. 266.

All'esterno dell'albero motore O è fissato il rocchetto *a* e sul mozzo di esso il disco folle A, portante i perni dei quattro satelliti cilindrici *x* ingrananti colla corona dentata *b*, il cui mozzo è fissato sull'albero dell'elica O'.

Il disco folle A forma parte rigida col pezzo M folle sul mozzo di *b*, e foggiato così da presentare in *c* la superficie per l'applicazione d'un freno *f* e in *d* la femmina di un innesto che può essere di vario tipo. Il maschio

dell'innesto è comandato nel suo moto col manicotto N il cui spostamento ottiensi colla leva le cui posizioni 1, 2, 3 determinano la marcia avanti, l'arresto e la marcia indietro come appresso.

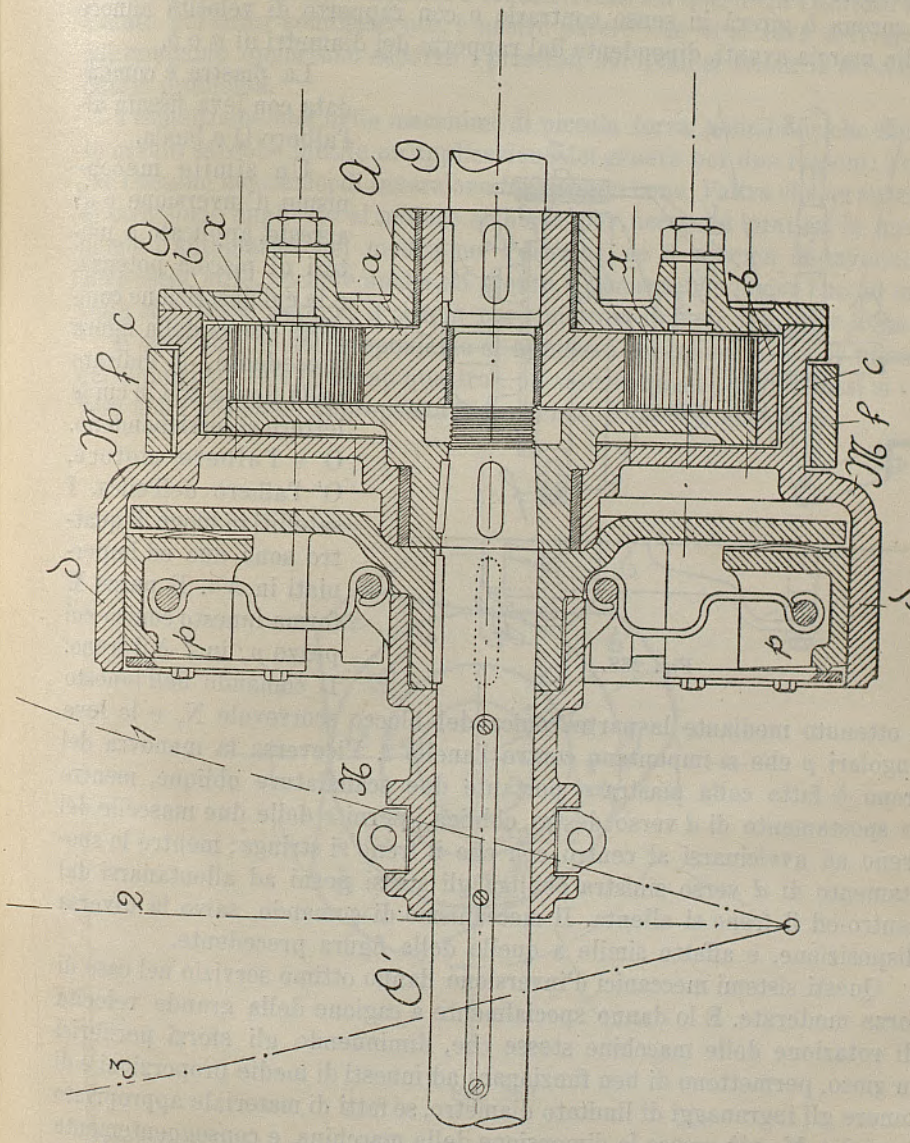


Fig. 267.

Nella posizione 1, i blocchi *pp* dell'innesto rendono solidale all'albero il pezzo M e quindi i pezzi dei satelliti. Albero motore e albero mosso girano alla stessa velocità come se il sistema non esistesse.

Nella posizione 2, i blocchi sono staccati dall'innesto, onde M non è più solidale coll'albero mosso. Il motore girando trascinerà M ruotando i satelliti.

In questi due movimenti il freno *f* non agisce; ma, passando alla posizione 3, una piastra a scanalature oblique stringe fortemente il freno *f* sulla superficie *c* di M. Restano allora fissi nello spazio i perni dei satelliti, e la corona *b* girerà in senso contrario e con rapporto di velocità minore della marcia avanti, dipendente dal rapporto dei diametri di *a* e *b*.

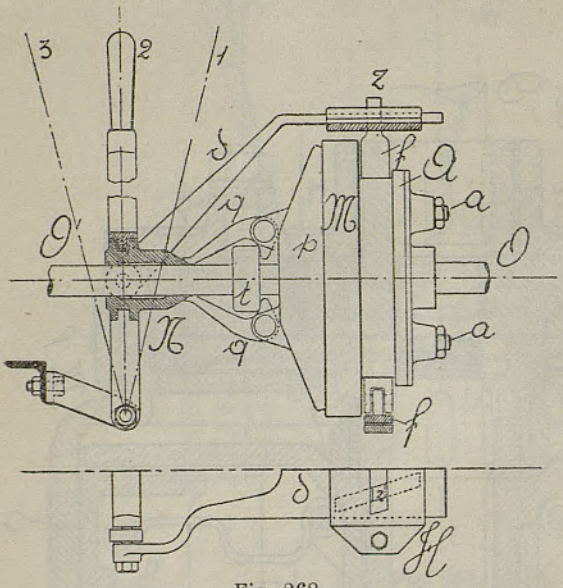


Fig. 268.

La piastra è comandata con leva fissata all'albero Q e biella.

Un simile meccanismo d'inversione e di arresto, applicato a motori di piccola potenza, e la cui descrizione completa quella della figura precedente, è indicato nella figura 268 in cui le lettere si corrispondono. O è l'albero motore, O' l'albero dell'elica. I satelliti in luogo di quattro sono due ed imperniati in *a a*. Il pezzo M forma innesto conico col pezzo *p;* in *f* è il freno. Il comando dell'innesto è ottenuto mediante la parte conica del blocco scorrevole N, e le leve angolari *p* che si impuntano contro l'anello *t*. Viceversa la manovra del freno è fatta colla piastra *d* portante due scanalature oblique, mentre lo spostamento di *d* verso destra obbliga i perni *z* delle due mascelle del freno ad avvicinarsi al centro, con che il freno si stringe; mentre lo spostamento di *d* verso sinistra obbliga gli stessi perni ad allontanarsi dal centro ed il freno si allenta. Il meccanismo di comando, salvo la diversa disposizione, è affatto simile a quello della figura precedente.

Questi sistemi meccanici d'inversione danno ottimo servizio nel caso di forze moderate. E lo danno specialmente a cagione della grande velocità di rotazione delle macchine stesse che, diminuendo gli sforzi periferici in gioco, permettono di ben funzionare ad innesti di medie proporzioni e di tenere gli ingranaggi di limitato diametro, se fatti di materiale appropriato (acciaio). Ma più cresce la dimensione della macchina, e conseguentemente anche se ne riduce il numero di giri, il meccanismo acquista dimensioni non pratiche.

Già l'applicazione da noi fattane sul *Padus* per la forza di 150 cavalli costituisce, se non il limite estremo, un limite che molto vi si avvicina; noi riteniamo che per forze superiori a 250 cavalli si arriverebbe già (pur

riducendo i giri a soli 500) a delle misure non conformi alle esigenze di una buona pratica, salvo l'impiego di speciali precauzioni costruttive.

In tal caso il rimedio sta tutto nel trovare un sistema di inversione sulla macchina stessa. Malgrado i tentativi fatti sin qui, il cui risultato non è stato del tutto soddisfacente, è nostro parere che vi si deve arrivare, e qui crediamo opportuno esporre i principii sui quali si fonda la soluzione di tale problema.

Premettiamo che nelle macchine di piccola forza policilindriche fino a 40 cavalli sarebbe inutile un'applicazione del genere per due ragioni: l'una che i sistemi meccanici di inversione funzionano bene; l'altra che un sistema di inversione applicato al motore richiede per necessità pratica la messa in moto automatica del medesimo. Perocchè, se il sistema di inversione deve esser utile, occorre anche sia pronto, e non sarebbe logico che ad ogni volta si dovesse perdere il tempo per rimettere in moto il motore a mano.

Il sistema che noi proponiamo si applica a macchine in cui il numero dei cilindri sia tale (almeno quattro), da assicurare che uno di essi si troverà nella posizione appropriata di partenza, come si è già visto.

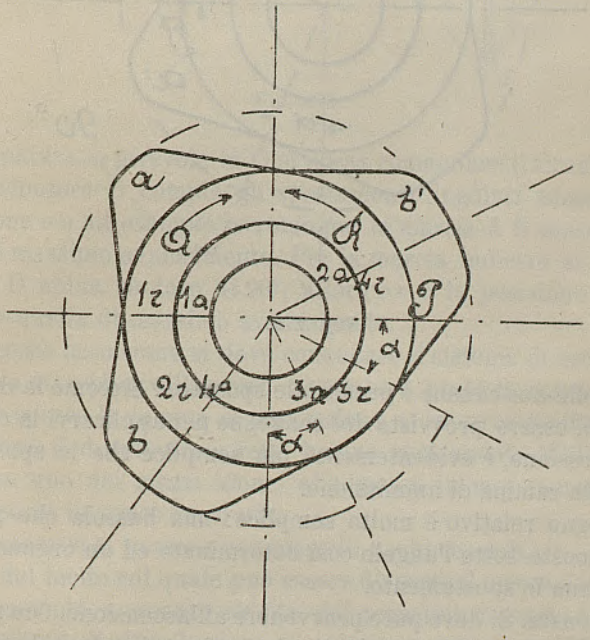


Fig. 269.

Stabilita per un senso di marcia la registrazione della distribuzione, le quattro fasi successive si presentano (fig. 269) dalla prima nell'ordine 1_a, 2_a, 3_a, 4_a e pel senso di rotazione A, le camme di ammissione e scarico si presentano in a e b. Volendo ottenere l'inversione della distribuzione nel senso R, la camma b dovrebbe passare nella posizione b' se resta inalterata

la posizione della camma per la valvola di ammissione, e le fasi si succedono nell'ordine 1_r, 2_r, 3_r, 4_r. Se diciamo α l'angolo di precessione allo scarico, la mezzeria della camma dovrà farsi girare di un angolo $180° - \alpha$ nel senso di R, o di $180 + \alpha$ nel senso di A.

Ma può anche lasciarsi a posto la camma di scarico e muoversi invece solo quella di ammissione (fig. 270) la quale passerebbe nella posizione a' per invertire il moto nella direzione R. Lo spostamento in tal caso sarebbe di $180° + \alpha$ se misurato nel senso di R o di $180° - \alpha$ nel senso di A.

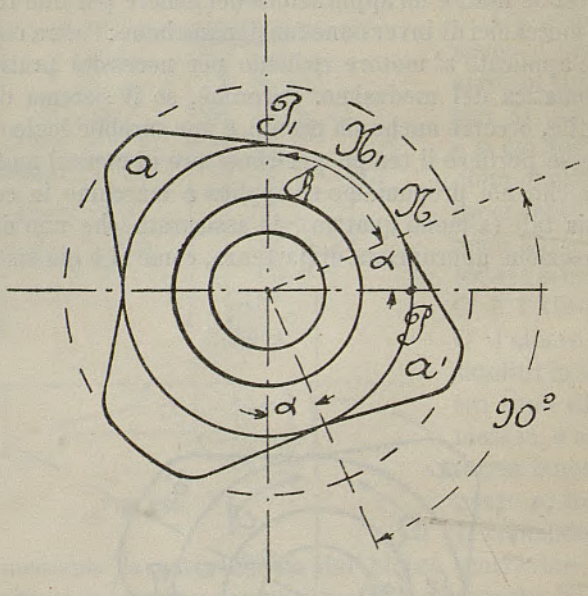


Fig. 270.

Quale delle due camme è preferibile spostare? Siccome la camma di scarico deve già essere provvista del congegno per applicarvi la controcamma di decompressione, è evidentemente più semplice che lo spostamento sia applicato alla camma di ammissione.

Il congegno relativo è molto semplice: una bussola che porta le due camme, disposte sotto l'angolo così determinato ed un organo di comando che ne effettua lo spostamento.

Ma non basta. Si deve pure provvedere all'accensione. Ora noi sappiamo che essa si verifica per la marcia A col massimo ritardo in P e col massimo avanzamento in N, dove nella marcia indietro avrà luogo in P_1 col massimo ritardo e col massimo avanzamento in N_1. Occorre dunque poter disporre l'organo di accensione in tal modo. Solitamente i magneti sono costrutti per un senso di rotazione determinato, onde non è a pensare che per essi si possa ottenere tale spostamento. Ma ciò non disturba poichè le macchine a messa in moto automatica devono essere provviste appunto per la messa

in moto di accensione a bobina. In tal caso basterà effettuare lo spostamento del distributore e questo spostamento (fig. 271), considerato che il suo senso di rotazione è cambiato, bisognerà che sia di 90°, nel senso del moto di ritorno. Si passerà cioè col distributore dalla posizione 1 alla 2, con l'avvertenza che gli avanzamenti di accensione dovranno avvenire in senso opposto a quello che si adotterà per la marcia avanti. Suppongasi cioè che

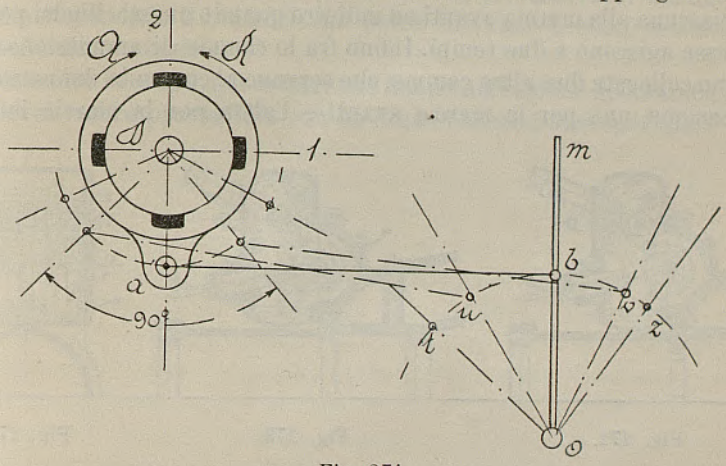


Fig. 271.

colla impugnatura *m* girevole in O si possa comandare il tirante *a b* sicchè il disco distributore D compia gli spostamenti angolari necessari. Allora nella posizione *o u* ad esempio avremo per la marcia A il massimo ritardo e nella *o t* il massimo avanzamento. Per la marcia indietro si porti *o u* in *o v* così che D abbia ruotato di 90°, allora *o v* è la posizione di massimo ritardo, e *o z* quella di massimo avanzamento.

Ciò premesso ecco come si deve conandare il sistema di accensione:

Si porta la macchina all'arresto. Si mette a posto la camma di decompressione, si sposta la camma di ammissione, si interrompe il magnete e si mette in azione il distributore delle bobine spostandolo di 90°. Quindi la macchina con uno dei mezzi idonei alla messa in moto automatica (aria compressa) parte in senso contrario.

Queste manovre si possono compiere in pochi secondi.

Per dire del modo col quale può essere disposto il meccanismo di inversione analogamente a quanto risulta dai principii esposti, agendo sulle camme dell'albero di distribuzione, ci riferiamo alle figure 272, 273, 274, che rappresentano il meccanismo di distribuzione applicato ad una motrice di 150 cavalli a 4 cilindri avente cilindri verticali. L'albero a semivelocità che comanda i meccanismi dei 4 cilindri è disposto a metà altezza dal motore, come pure il meccanismo di inversione. L'albero che riposa su sopporti a sfere, è comandato dall'albero motore col mezzo di albero intermedio verticale, che serve anche pel comando del regolatore. Le camme sull'albero di

distribuzione sono contenute in una capsula A parzialmente fusa col motore, che contiene anche le leve e il meccanismo di inversione. In BB sono i comandi delle valvole opportunamente guidati. Ogni valvola può essere azionata da una camma di marcia avanti ed una di marcia indietro disposte sull'albero una vicino all'altra. D'altra parte, per ciascuno dei cilindri che funziona ad aria compressa si trovano ancora due altre camme corrispondenti ciascuna alla marcia avanti ed indietro quando questi cilindri per aria compressa agiscono a due tempi. Infine fra le camme di ammissione e scarico sono collocate due altre camme, che servono al comando dei martelletti di accensione, una per la marcia avanti e l'altra per la marcia indietro.

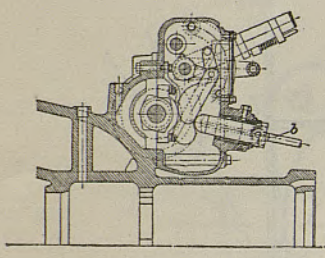


Fig. 272.

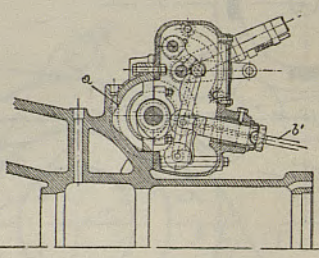


Fig. 273.

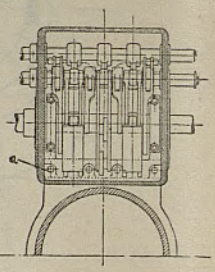


Fig. 274.

Per rendere facile la reversibilità del motore, il moto è trasmesso in via indiretta a un pezzo intermedio che determina il senso di moto della macchina, quando essa è spostata per le camme e l'organo di guida dello stelo. Tutti i pezzi intermedii sono comandati col mezzo di due leve di inversione.

La messa in moto, e l'inversione richiedono un serbatoio di aria compressa, mantenuta in pressione alla pressione ritenuta necessaria (6 ad 8 atmosfere). Quando si inverte la marcia si può rendere più rapido l'arresto introducendo dell'aria compressa allo scopo di esercitare una contropressione.

I motori a due fasi presentano la possibilità di ottenere *la inversione in marcia col semplice spostamento della accensione*, ed è questo un pregio indiscutibile di questi motori, pregio che li rende particolarmente adatti agli impieghi in cui è indispensabile provvedere alla inversione.

E ciò si comprende di leggeri. La difficoltà precipua nei motori a quattro fasi per ottenere la marcia indietro risiede nella necessità di dover spostare la distribuzione: il che non è agevole ed in ogni caso dà origine ad una manovra relativamente lenta. Ecco perchè tali motori sono generalmente provvisti d'un congegno meccanico di inversione esterno al motore. Ma nel tipo a due tempi questa necessità non esiste, perchè la distribuzione, sia essa fatta dallo stantuffo soltanto, sia coll'eventuale concorso di altri organi, è indifferente al movimento della manovella in un senso o nel senso opposto. E lo stesso si deve dire della accensione.

Basta dunque poter provocare con una spinta adatta il moto iniziale inverso perchè il motore continui poi a girare in senso contrario.

Questa spinta può esser data provocando, col motore disinnestato, una accensione così anticipata che il motore risenta tale contraccolpo da invertire il moto, rimettendo poi subito l'accensione alla sua iniziale registrazione. Per far ciò bisogna però (come abbiamo osservato) disinnestare prima il motore, onde il contraccolpo possa invertire il moto senza incontrare resistenze eccessive.

Ad ottenere lo scopo, nei motori che hanno accensione spontanea, a fine corsa, dovrà essere provveduto con un organo accenditore speciale.

CAPITOLO XIV.

I GENERATORI ADATTI PEL FUNZIONAMENTO DEI MOTORI VELOCI.

GAZOGENI - CARBURATORI - VAPORIZZATORI POLVERIZZATORI

---

1. Classificazione dei generatori di gas. — Noi abbiamo esaminato fin qui i motori indipendentemente dalla natura del combustibile impiegato per il loro funzionamento. Ed allo stato odierno delle applicazioni così deve essere: poichè sarebbe strano che si conservassero ancora le denominazioni di motore a benzina, a petrolio, alcool, olii pesanti, gas luce o gas povero, come se si trattasse di macchine aventi principii di funzionamento diversi, mentre sappiamo che il principio di funzionamento può essere il medesimo. Così noi dobbiamo sempre parlare di *motori a combustione* in genere, aggiungendo solo come specificazione la natura del combustibile impiegato a metterli e mantenerli in moto; la quale, se impone delle varianti di dettaglio per adattarvi il motore, varianti che si riferiscono alle dimensioni degli organi, al grado di compressione, alla potenza sviluppata, alla registrazione dell'accensione, ecc...., non toccano all'essenza della macchina, alla sua forma generale, od al ciclo di funzionamento.

Varierà evidentemente il modo col quale, a seconda delle differenti materie prime combustibili, solide e liquide, si genera la sostanza gasosa che deve penetrare nel cilindro e formare con l'aria la miscela combustibile. Ma intanto resta ben fermo il concetto che il combustibile deve entrare nel cilindro insieme all'aria in quello stato di suddivisione molecolare che solo ne può assicurare l'intima miscela con essa. Più questa suddivisione sarà completa, più la miscela sarà perfetta, e, possiamo aggiungere, più favorevoli economicamente le condizioni della combustione.

Con questo noi veniamo a specificare la natura degli apparati *generatori*, che hanno appunto lo scopo di fornire, allo stato gasoso, o di grande suddivisione molecolare, il combustibile che anima i motori.

Se il combustibile è solido gli apparati generatori possono funzionare in vario modo: o il combustibile contiene delle sostanze distillabili, come il litantrace, e si hanno gli apparati termici di distillazione, quali sono appunto i forni di distillazione pel *gas luce;* o il combustibile non contiene sostanze distillabili, come l'antracite ed il coke, o ne contiene di tali che darebbero origine ad una momentanea trasformazione in gas che sarebbe seguìta da rapida condensazione, e allora occorre l'intervento

di una reazione chimica che possa trasformare la massa di combustibile solido in una massa di gas permanenti combustibili, e si hanno allora i generatori di *gas povero*, di *gas all'acqua*, ecc.

Se invece il combustibile è liquido, come è del petrolio e suoi derivati, due modi possono usarsi per impartire al liquido la suddivisione molecolare che lo trasforma in gas od in vapore, la *vaporizzazione* e la *polverizzazione*. La vaporizzazione è la forma più semplice per trasformare un liquido in forma gasosa, ed essa si effettua sempre a mezzo del calore; soltanto può avvenire che per alcuni liquidi sia sufficiente la temperatura ordinaria per ottenere tale trasformazione, ciò che appunto si verifica coi petrolii leggeri, e si hanno allora i *carburatori d'aria*, mentre per altri occorre una sorgente di calore più intensa, come avviene dei petrolii ordinari, e si hanno allora i *vaporizzatori*. In alcuni casi, però, come per gli olii pesanti, il calore, per quanto intenso, non è capace di vaporizzare completamente il liquido, producendosi un deposito solido che non risente l'effetto del calore; si ricorre allora alla suddivisione del liquido con mezzo puramente meccanico, che è quello della *polverizzazione*. Questa azione meccanica sostituisce l'opera del calore nei vaporizzatori, ed è tanto più efficace quanto più la polverizzazione arrivi a tal limite da dare luogo ad una vera nube di vapore.

La polverizzazione è il metodo più generale, in quanto è applicabile a tutti i combustibili liquidi; la sua azione è però meno perfetta della vaporizzazione che dà origine ad una suddivisione molecolare assai maggiore, ma che però non è applicabile a tutti i liquidi combustibili.

Abbiamo dunque tre ordini di generatori per combustibili liquidi: i *carburatori*, i *vaporizzatori*, ed i *polverizzatori*.

Fatta questa necessaria classifica, entriamo ora a dire dei singoli apparati.

2. **Generatori di gas per combustibili solidi. Gas povero.** — Nulla esclude che si adoperino i motori veloci mono- o policilindrici coi diversi gas coi quali sono stati adoperati gli altri motori a gas, quindi col gas luce, coi gas prodotti dalla distillazione di sostanze grasse, del legno e loro residui, ecc. Ma queste applicazioni non possono avere, allo stato presente dell'industria della forza motrice, che un carattere particolare ed utile per singoli casi, e per date località, e ciò specialmente per i gas di distillazione diversi dal gas luce.

Quanto al gas luce, le stesse ragioni che ne hanno quasi proscritto l'impiego nei motori a gas lenti di tipo comune, servono anche per i motori veloci. Il costo del gas luce che si mantiene sui 18 cent. per mc., col consumo medio di 600 litri per HP-ora, eleva il costo della forza motrice a cent. 10,8 per HP, e ciò la mette in condizioni da non poter lottare economicamente con gli altri sistemi di generazione del gas povero, e neppure colla motrice a vapore. Però, a parte la servitù di dover ricorrere alle

condotte pubbliche di gas luce, il fatto di avere il combustibile sempre pronto, ciò che permette le intermettenze di lavoro, potrà, se si introducono i motori veloci, far parzialmente risorgere codesta industria in virtù del costo limitato di installazione rispetto ai motori lenti, del minor spazio occupato e della maggiore regolarità: qualità preziose specialmente per le applicazioni elettriche.

Ma il sistema di produzione del gas, che ha un carattere di generalità più completo, indipendente da condizioni di luogo, e che ha il pregio di una economia nel costo del cavallo-ora, che finora nessun altro sistema ha potuto, nonchè superare, uguagliare, è quello del gas povero. E noi vedremo che codesto impiego è di sommo interesse per i motori veloci, ed è quello che può stabilirne l'importanza industriale.

I tentativi fatti in passato, però, per rendere possibile il collegamento di un gasogeno a gas povero col motore veloce, policilindrico specialmente, furono destituiti di ogni successo. Talchè parve impossibile che si potesse creare l'interessante unità derivante dall'accoppiamento del generatore a gas povero e del motore a grande velocità ed a cilindri multipli.

Queste difficoltà provenivano da una serie di fatti rimasti oscuri fin qui, ma dei quali le nostre ripetute esperienze hanno posto in luce l'origine ed hanno suggerito il rimedio.

Le disposizioni che furono suggerite dalle molteplici esperienze allo scopo di rendere possibile questo accoppiamento formano oggetto di privativa. Non per questo è meno interessante esaminarle, non essendo escluso che altri per altra via possa trovare la soluzione dello stesso problema.

Il solo tipo di gasogeno adatto per motori veloci è il tipo ad aspirazione; i tipi a pressione d'aria creano una certa difficoltà di regolazione ed un ingombro di volume che è sproporzionato alle piccole dimensioni del motore. È dunque di quello che noi ci occupiamo.

Un gasogeno ad aspirazione funziona, come dice il nome, per effetto dell'aspirazione del motore, il quale nella fase aspirante introduce sotto la griglia del gasogeno l'aria occorrente alla alimentazione di questo. Perchè la reazione avvenga nei modi previsti, l'introduzione d'aria sotto la griglia deve essere accompagnata da un'introduzione di vapore acqueo in quantità sufficiente per ottenerne la decomposizione completa, evitando eccessi che possono raffreddare o spegnere lo strato di combustibile che sta direttamente sopra la griglia. Questa quantità può essere varia ed oscillare, secondo le esperienze, da chg. 1,20 a chg. 0,60 di vapore per chg. di carbone bruciato.

Il gas prodotto dovrebbe essere teoricamente formato da una miscela di CO, di H e di Az, i primi due costituendo gli elementi combustibili del gas; praticamente, le reazioni non essendo perfette, la miscela contiene traccie di metano e di acido carbonico. Le proporzioni dei singoli componenti sono varie, a seconda della qualità di combustibile impiegato

(antracite, coke, carbone di legno), del tenore di vapore, della quantità di combustibile bruciato per unità superficiale della griglia, ecc. Benchè poco diffusi, e dato il prezzo dell'antracite e del coke neppure molto più economici, si conoscono anche gasogeni i quali funzionano con carboni fossili grassi, mediante disposizioni per cui i prodotti di distillazione condensabili vengono trasformati in gas permanenti combustibili.

Comunque, la reazione che si verifica nei gasogeni a gas povero funzionanti con combustibili magri, come l'antracite e il coke, è la seguente. L'aria entrando sotto la griglia, sulla quale riposa uno strato combustibile di una certa altezza, che è incandescente nella parte inferiore, ed i cui strati in altezza si trovano a temperature decrescenti, brucia allo stato di CO_2 e questo, nei successivi strati, si trasforma in CO. La prima reazione dell'aria dà quindi origine teoricamente ad ossido di carbonio ed azoto. Il vapore entrando a contatto del carbone rovente si dissocia, l'idrogeno traversa libero gli strati di carbone, e in piccole dosi dà origine ad idrocarburi, mentre l'ossigeno, a sua volta, e con maggiore efficacia, ripete le reazioni compiute dall'ossigeno dell'aria; questa reazione del vapore dà quindi origine a idrogeno (eventualmente a traccie di idrocarburo) e ad ossido di carbonio.

La composizione centesimale media del gas povero risulta come appresso:

	A		B	
	se ottenuto dall'antracite		se ottenuto dal coke	
	mc.	chg.	mc.	chg.
Idrogeno, H	0,220	0,022	0,100	0,008
Idrocarduri (metano), CH_4 .	0,020	0,014	0,028	0,014
Ossido di carbonio, CO . . .	0,210	0,252	0,250	0,300
Acido carbonico, CO_2 . . .	0,060	0,113	0,050	0,090
Azoto, Az	0,490	0,599	0,572	0,588
	1,000	1,000	1,000	1,000

Queste proporzioni costituiscono una media: ma sono però variabili da forno a forno e da combustibile a combustibile.

In media il gas povero prodotto col coke ha il potere calorifico di 1190 calorìe, quello prodotto coll'antracite di 1290 calorìe; il peso del primo è di chg. 1,25 al mc., quello del secondo di chg. 1,08.

La quantità di aria teorica necessaria alla combustione del gas è pel gas al coke di mc. 1,005 per mc. di gas, e di chg. 1,30 per chg. di gas; pel gas all'antracite è di mc. 1,15 per mc. di gas, e di chg. 1,45 per chg. di gas.

La quantità di gas prodotto per chg. di combustibile varia da mc. 4,5 a mc. 5,3 secondo che il gas sia più o meno ricco in idrogeno; la produzione in mc. è minore, cioè, più il gas è ricco di idrogeno e povero di ossido di carbonio. Il che spiega come una maggiore produzione di idrogeno, che dà pure origine ad un gas di maggior potenza termica, possa essere e sia accompagnata da un minore rendimento del forno.

Noi abbiamo già svolto in una nostra opera, *Teoria delle macchine industriali*, uno studio completo dei gasogeni, nè qui intendiamo ripeterci. Però ci importa sovrattutto di desumere dalla medesima alcune nozioni che provano quale sia la funzione effettiva del vapore acqueo nel forno. Il vapore acqueo tende ad aumentare il potere calorifico del gas col fornire al medesimo dell'idrogeno, sovrattutto, e dell'ossido di carbonio, senza presenza di sostanze inerti, quale è l'azoto dell'aria. Così si può giungere al potere calorifico di 1200-1400 calorìe, mentre se la produzione di gas fosse fatta con sola aria si avrebbe un rendimento volumetrico maggiore, con un gas, però, il cui potere calorifico si aggira sulle 800 calorìe. Il primo vantaggio che ne deriva si è quello di avere un gas combustibile ad un potere calorifico tale che permette di sviluppare un dato lavoro con cilindrate minori; il secondo è quello della maggiore infiammabilità del gas, che rende sicuro il funzionare dell'organo di accensione. Ma questi vantaggi non sono in genere ottenuti gratuitamente; in primo luogo per il calore perduto necessario alla decomposizione del vapore, ed in secondo luogo pel calore necessario alla produzione di detto vapore, specie se la produzione è fatta utilizzando il calore del gasogeno nei punti in cui tale calore sarebbe utile alle reazioni interne. In genere risulta che oltre un certo limite di produzione ed iniezione di vapore, difficile a stabilire in via preventiva, il forno, pur producendo del gas più potente, ha un rendimento teorico alquanto minore.

Stabilita così la funzione e l'efficacia del vapore, possiamo dire due parole del modo col quale lo si produce. In un forno che consumi giornalmente 100 chg. di carbone si sviluppano effettivamente nella completa gaseificazione del combustibile (antracite a 8000 calorìe) circa 800.000 calorìe. Posto che si impieghino 80 chg. di acqua, proporzione media ordinaria, questa richiede alla vaporizzazione 48.000 calorìe, e cioè all'incirca il 6 % del calore sviluppato. Non è dunque difficile trovar modo nelle varie parti del forno ove avvengono le perdite inevitabili del calore sviluppato, di ricuperarle impiegandole alla vaporizzazione dell'acqua.

Il sistema di produzione del vapore, in riguardo al punto del gasogeno ove se ne utilizza il calore, costituisce la differenza essenziale che esiste tra un gasogeno ed un altro. Per sè stesso il gasogeno non è che un recipiente cilindrico chiuso, rivestito all'interno di materiale refrattario, nel quale avviene la combustione, e provvisto al basso di griglia su cui riposa il carbone. Le dimensioni di questa capacità sono suggerite dall'esperienza, occorrendo una sezione proporzionata al diametro o al numero di giri della macchina, ed una altezza in relazione al tempo in cui possono avvenire le varie reazioni.

Al di sotto della griglia è il ceneraio chiuso, nel quale ha luogo la iniezione di aria e vapore; al di sopra del forno si ha la valvola di alimentazione del combustibile e la presa del gas, il quale prima di giungere al motore deve essere depurato (lavato) e raffreddato. Questo essendo lo

schema di un gasogeno nella sua forma più semplice, le differenze sostanziali tra i diversi tipi si riscontrano soltanto nel modo di produzione del vapore. In alcuni casi la vaporizzazione è ottenuta in alto, utilizzando allo scopo il calore del forno nella parte alta e quello dei gas che da esso si svolgono, la cui temperatura varia fra 600° e 750°. E di questo sistema diamo esempio colla figura 275, le cui lettere hanno il seguente significato:

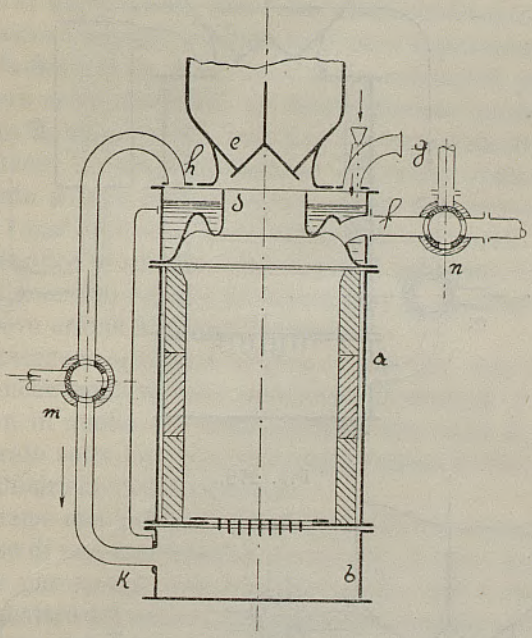


Fig. 275.

a gasogeno, *b* ceneraio, *d* bacino di vaporizzazione al quale l'acqua è alimentata in filetto sottile. Il gas esce per *f*. L'aria aspirata dal motore entra per *q*, e lambendo la superficie dell'acqua calda in *d*, passa sotto la griglia pel condotto *h k*. I due robinetti *m n* servono all'avviamento del gasogeno, essendo così disposti da potere, nel periodo di avviamento, soffiare aria sotto la griglia con ventilatore e scacciare il gas prodotto per il camino, fino a che non si sia riconosciuta la combustibilità di questo.

Abbiamo trovato efficace al buon funzionamento e ad ottenere un maggiore assorbimento di vapore, il riscaldo preventivo dell'aria entrante da *q*, mediante il calore ancora insito nel gas all'uscita dal gasogeno.

Altri impiega alla vaporizzazione il calore del gas all'atto in cui esce dal gasogeno, con un sistema che corrisponde all'incirca allo schema della figura 276, sistema al quale pure talvolta è applicato il riscaldo preventivo dell'aria. Le lettere corrispondono a quelle della precedente figura. La vaporizzazione è ottenuta in una camera *d'* col mezzo di fascio tubolare riscaldato dal gas.

Infine l'altro sistema è quello che utilizza alla produzione di vapore ed al contemporaneo riscaldo dell'aria il calore dalla parete del gasogeno,

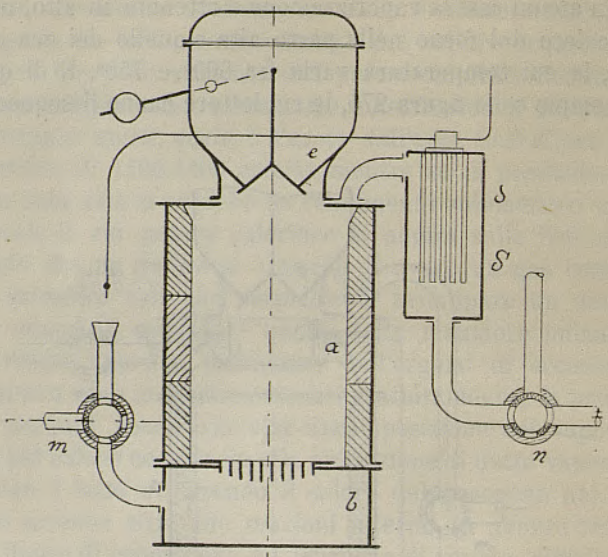


Fig. 276.

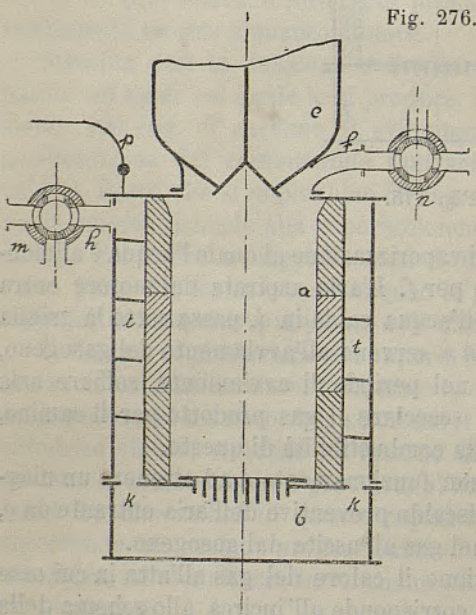


Fig. 277.

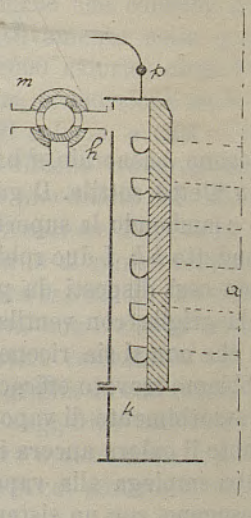


Fig. 278.

secondo gli schemi delle figure 277, 278. Nella prima l'acqua di vaporizzazione entra per *p*, e l'aria aspirata per *h* in una capacità anulare cilindrica

che riceve forma di condotto elicoidale. Aria e vapore sboccano per il foro *k* sotto al ceneraio.

Nella seconda la doppia parete non ha foggia di cilindro elicoidale, ma la parete interna porta un canaletto svolgentesi in senso spirale e nel quale scorre l'acqua proveniente da *p*, il cui vapore è trascinato sotto il ceneraio dall'aria entrante per *k*.

I gasogeni di quest'ultimo tipo sono costruttivamente più semplici, e non avendo riserva d'acqua si prestano bene per l'applicazione agli apparati che debbono funzionare in moto, come nelle automobili per trasporto di merci; sono però meno economici nel funzionamento poichè la sottrazione di calore è fatta in un punto ove essa non è interamente gratuita.

Nei precedenti, invece, l'utilizzazione del calore contenuto nel gas è logica, in quanto si può ritenere esser questa una sorgente gratuita di calore, dacchè i gas debbono essere raffreddati e depurati.

Ma prima di oltre procedere, esaminiamo il problema dell'applicazione dei gasogeni alle motrici veloci e policilindriche, la cui soluzione è destinata a creare un nuovo ordine di motori industriali.

Poichè un gasogeno si applica sempre a forze che non sono inferiori ai 10 cavalli, e poichè nelle motrici industriali il numero di giri è sempre minore che non in quelle che sono destinate allo *sport*, il problema deve essere considerato sotto l'aspetto della applicazione di un gazogeno unico a motrici policilindriche (2-4-6 cilindri).

Se consideriamo una motrice a quattro cilindri noi vediamo che, contrariamente al caso di una macchina ad un cilindro, in cui il gasogeno subisce una aspirazione per mezza corsa ogni due giri, e cioè periodicamente per una fase sulle quattro del motore, il gasogeno è soggetto ad una aspirazione continua da parte del motore. Teoricamente, dunque, la sua produzione dovrebbe essere quadruplicata rispetto a quella di un cilindro unico, pure conservandone eguali le dimensioni. Se perciò calcoliamo il gasogeno in modo che risponda al proprio servizio per una motrice a cilindro unico, esso dovrebbe servire egualmente per una motrice a quattro cilindri.

Nel caso di cilindro unico alla velocità dei motori lenti e colle normali proporzioni tra corsa e diametro, si ritiene che la quantità di combustibile che può gaseificarsi all'ora sia di 1 a 2 chg. per decimetro quadrato totale della griglia. In teoria la stessa griglia con motore a quattro cilindri per effetto della continuità dovrebbe bruciare da 4 a 8 chg. all'ora ed essere quindi atta allo sviluppo di cavalli 8 a 16 se si ritiene il consumo di carbone di chg. 0,50 per cavallo-ora. Notisi però che a cagione dell'inerzia della massa gasosa in moto, la combustione non cessa totalmente nei motori monocilindrici al cessare dell'aspirazione; onde nel caso di aspirazione continua del motore a quattro cilindri l'aumento di produttività resta alquanto al di sotto di quattro volte tanto.

Per queste considerazioni, volendo determinare il diametro del gasogeno alla griglia (superficie totale di questa) per un motore a quattro cilindri di

data forza, si dividerà il lavoro per quattro quindi moltiplicando per chilogrammi 0,50-0,80, secondo la maggiore o minore forza del motore, essendo noto che il consumo di carbone varia da 0,75 a 0,50 per le piccole e le medie forze, e stabilendo il dato di una gaseificazione di chg. 1,50 per dmq. si otterrà l'area totale della griglia in dmq., quindi il diametro del forno.

Così per una motrice di 24 cavalli a quattro cilindri ogni cilindro è capace di cavalli 6, e ciascuno consuma all'ora chg. $6 \times 0,7 = 4,20$ chg. di carbone. Si otterrà quindi l'area totale della griglia colla

$$4,20 \times 1,50 = \text{dmq. } 6,50$$

corrispondente al diametro di m. 0,29.

Questo diametro servirà all'incirca per la motrice monocilindrica a quattro fasi di 6 cavalli, per la motrice a due cilindri a quattro fasi di 12 cavalli, per la motrice a quattro cilindri a quattro fasi di 24 cavalli. L'avere assunto una proporzione bassa di combustibile gaseificato per dmq. ci dispensa da ulteriori aumenti.

Ma questo non basta ad assicurare il buon funzionamento del gasogeno, sebbene basti a provare come esattamente (e doveva prevedersi) quando si hanno motori a più cilindri si può ottenerne il funzionamento con gasogeno di assai piccola dimensione, confermando così quel programma di leggerezza ed economia di costruzione ed impianto che presiede all'uso delle motrici policilindriche.

Noi dobbiamo però ricordare che l'aspirazione continua rende molto efficace l'attività della combustione sulla griglia, come è facile verificare quando si soffia sul fuoco ad intervalli o continuamente. Questa maggiore attività di combustione permetterebbe di ridurre alquanto la misura del diametro sopra calcolato, se non convenisse invece diminuire alquanto tale attività di calore col rendere la luce libera della griglia, rispetto alla superficie totale, più ampia che nelle griglie ordinarie. E ciò fu da noi attuato con pieno successo.

Tuttavia la combustione, sempre più attiva che nei gasogeni ad azione intermittente, porta con sè un effetto di più rapido deterioramento del forno derivante dalla combinazione del materiale refrattario acido colle ceneri del combustibile. Il quale deterioramento se implica la necessità fastidiosa di frequenti riparazioni, ha una conseguenza ancora più grave in ciò che la scoria liquida prodottasi, in breve tempo ostruisce la griglia se non totalmente, in buona parte, attenuandosi prima e cessando poi la produzione di gas nelle proporzioni richieste dal motore.

Rimedio efficace a questo stato di cose è stato l'impiego dei rivestimenti basici o neutri (questi ultimi ancor più efficaci) mediante i quali ottiensi che la cenere cada dalla griglia in polvere, non formando scorie fluide se non nel caso speciale di abbondanti impurità contenute nel carbone.

Per tal modo, ed è specialità del sistema da noi trovato e brevettato, il forno generatore, per gasogeni ad aspirazione continua, dev'essere un

forno con griglia a luce libera molto ampia e con rivestimento refrattario basico (magnesia) o neutro (grafite).

I lettori comprendono che queste conclusioni sono il frutto di lunghe esperienze. Ma esse non bastano ancora ad assicurare il funzionamento di un gasogeno, pure ben calcolato colle norme indicate, con motori veloci a più cilindri. Ed è probabilmente la nuova difficoltà che ora esaminiamo quella che è parsa fin qui un ostacolo insormontabile all'impiego di questo sistema di forza motrice.

Si constata infatti che avviato il gasogeno col ventilatore a mano, appena questo dimostra, al robinetto di prova, di produrre il gas combustibile di buona qualità, se si avvia il motore, questo dopo pochi giri si arresta; e riprovando immediatamente il gas dopo l'arresto, questo ha cessato di essere combustibile. Tale fenomeno come ha fatto abbandonare i molteplici tentativi di adottare i gasogeni ai motori tipo automobile, è stato a chi scrive causa di contrattempi non lievi nelle esperienze eseguite con motore a quattro cilindri da 20 cavalli, funzionante a 800 giri, e con motore a 6 cilindri di 150 cavalli funzionante a 600 giri.

Il rimedio esperimentato ed attuato poi in via definitiva contro questo inconveniente ha dimostrato l'esattezza delle previsioni fatte sulla causa del fenomeno, il quale ha la seguente origine. Quando si avvia il gasogeno con ventilatore a mano e lo si pone in grado di produrre il gas, si stabilisce nel gasogeno stesso una condizione di regime proporzionata alla velocità del ventilatore ed alla pressione da esso prodotta. Ma al momento in cui si mette in moto il motore questo stato di regime è bruscamente cambiato. L'aspirazione continua ed energica di più cilindri produce nel gasogeno una sensibile depressione, ed un richiamo d'aria assai più abbondante che non quella iniettata col ventilatore. Prima che in queste nuove condizioni il gasogeno sia atto a produrre un buon gas, occorre il tempo necessario affinchè il nuovo regime si stabilisca.

Unico rimedio a questo stato di cose (a meno che non si provveda a soffiare nel gasogeno l'aria in modo così violento da creare lo stato di regime necessario) è quello di passare gradualmente dallo stato di regime del gasogeno creato dal ventilatore a quello creato dalla aspirazione dei cilindri del motore. Questa gradualità potrebbe ottenersi col far variare grado a grado, aumentandola poco a poco, la velocità del motore; ma sarebbe rimedio di difficile attuazione e poco pratico, in quanto nei motori veloci non è agevole variare gradatamente la velocità di regime. Si è perciò ricorso con ottimo risultato all'impiego di un piccolo carburatore a benzina la cui azione è per qualche istante contemporanea a quella del gas, sicchè in tal modo, mediante parziale chiusura del robinetto del gas ed apertura del carburatore, si può all'inizio esercitare una limitata aspirazione dal gasogeno, mentre questa, colla chiusura graduale del carburatore e colla apertura graduale del gas, può portarsi rapidamente al massimo compatibile colla regolare funzione del motore.

3. **Depurazione del gas.** — Gli apparati depuratori funzionano sullo stesso principio dei depuratori ordinari, mediante levatori o *schrubbers* cilindrici a colonna di coke percorsa dalla corrente di gas e da una corrente d'acqua che serve a lavarlo. È stato anche proposto l'impiego di depuratori senza coke, mediante iniezione nella corrente gasosa di acqua polverizzata; ed infine il metodo di depurazione a secco per cui il gas prima di arrivare al motore si assoggetta all'azione di un ventilatore centrifugo onde spogliarlo delle polveri trascinate.

Le ragioni medesime per cui col sistema dei motori a più cilindri scemano le proporzioni dei gasogeni, giustificano anche la riduzione volumetrica dei depuratori e delle condutture, e sulle stesse è quindi inutile di ritornare.

4. **Generatori per combustibili liquidi. Natura dei combustibili liquidi.** — Abbiamo già veduto che gli apparati generatori per combustibili liquidi si dividono in tre categorie: carburatori, vaporizzatori, polverizzatori. Per meglio riconoscere la funzione diciamo prima poche parole sulla natura dei combustibili liquidi impiegati.

Il prodotto naturale liquido che ha più largo impiego nella produzione della forza motrice è il petrolio. Esso si trova allo stato naturale o greggio in un liquido denso, di colore verde scuro, del peso specifico di 0,81 a 0,90 col punto di infiammazione tra 24° e 35° cent. Allo stato naturale, nel quale ha nome di petrolio greggio o di nafta, esso è un composto che contiene 80 a 86 % di carbonio, e 15 a 10 % di idrogeno, con aggiunta di alcune sostanze accessorie od impurità. Le proporzioni variano col luogo di origine, e l'età geologica. In tale stato il petrolio greggio, più che un composto definito per sè, è una miscela di varie qualità di liquidi combustibili, aventi punti di ebollizione assai varî, i quali, durante la raffinazione, che si effettua per distillazione frazionata, si separano nei gruppi che hanno temperature di ebollizione eguali. Quando tutti i prodotti di distillazione sono separati resta l'olio pesante (*masout*) o residuo di nafta, il cui peso specifico è di 0,90 a 0,915, e il cui punto di accensione varia tra 80° e 180°.

Il potere calorifico del petrolio greggio e dei suoi prodotti di distillazione e del residuo varia tra 9.500 e 11.500 calorìe per chg. (media 10.500). E siccome la composizione degli olii greggi e quella dei prodotti di loro distillazione non differiscono sensibilmente, si può in pratica ammettere che sia eguale per tutti la quantità di aria teoricamente necessaria alla combustione completa, e cioè, per ogni chg. di petrolio, chg. 15 d'aria o mc. 11,30 d'aria.

Possiamo dunque classificare i petrolii come appresso:

1° Petrolio greggio o nafta . . . . . densità 0,81-0,88
2° Prodotti volatili (essenze leggere) della distillaz^ne dei petrolii greggi:
a) etere di petrolio . . . . . densità 0,65-0,66
b) gasolina . . . . . » 0,66-0,68
c) benzina . . . . . » 0,68-0,71
d) ligroina . . . . . » 0,71-0,74

3° Prodotti meno volatili della distillazione del petrolio greggio (olii lampanti o di illuminazinne):

a) kaiserol	densità	0,78-0,80
b) olio lampante 1° americano	»	0,80-0,81
c) » » 2° russo	»	0,82-0,83
d) astralina	»	0,85-0,86

4° Prodotti che sono il residuo della distillazione del petrolio (olii pesanti):

a) olii solari (masout)	densità	0,86-0,88
b) » misti	»	0,88-0,92
c) » per cilindri	»	0,90-0,95

Ora per rapporto alla evaporazione di questi olii combustibili, le esperienze hanno provato che col crescere della densità, cresce la difficoltà di ottenere l'evaporazione completa a mezzo del calore.

Si può ritenere che i prodotti volatili evaporano completamente alla temperatura ordinaria senza lasciare alcun residuo, e sono i prodotti da noi elencati sotto il n. 2°; che i prodotti elencati sotto il n. 3° lasciano un deposito il quale va mano mano scemando più si aumenta la temperatura di riscaldo, per modo da ottenersi questo risultato che 1 chg. di olio lampante produce a 600° litri di gas 600 lasciando un residuo dell'11 %, mentre a 850° i litri prodotti salgono a 850 e il residuo discende al 3-4 %, ed infine che gli olii pesanti dànno a 600° litri 350 di gas con un residuo del 50 %, e che a 1000° gradi i litri prodotti salgono a 700 ma il residuo è ancora del 20 %.

Notisi che questi residui non volatilizzabili sono costituiti da sostanze carboniose pure combustibili.

Oltre ai citati combustibili liquidi, si utilizza pel funzionamento dei motori a combustione l'*alcool* ottenuto colla fermentazione di prodotti vegetali (uva, vino, grano, patate, ecc.). L'alcool puro, esente d'acqua, ha la densità di 0,79 e bolle a 78°, ed è un composto di carbonio, idrogeno ed ossigeno ($C_2 H_6 O$). Il potere calorifico per chg. è di circa 7000 calorìe.

Nel commercio si vende alcool diluito con acqua sotto il nome di spirito, e in tal caso il suo potere calorifico è minore e la densità maggiore.

In generale il prezzo più elevato della calorìa rende l'alimentazione dei motori meno conveniente coll'alcool che coi petrolii. Si è cercato di aumentare il potere calorifico dell'alcool con aggiunta di benzolo (olio pesante da 10 a 50 %); ciò diminuisce il costo, ma rende più difficile il funzionamento per quanto diremo in seguito.

Il funzionamento dei motori con alcool richiede, rispetto al petrolio, un sensibile aumento di compressione. Grave inconveniente del funzionamento ad alcool è la formazione nei prodotti di combustione di sostanze (aldeide ed acido acetico) che attaccano le pareti dei cilindri, se non si provvede ad un eccesso d'aria nella miscela.

Si è proposto anche l'impiego del *benzolo*, liquido assai fluido, composto esclusivamente di carbonio ed idrogeno, con leggere traccie di solfo, alla densità di 0,88, che si decompone sopra 500 gradi e che sviluppa circa 10000 calorìe al chg.; è stato fatto con successo il tentativo di applicazione ai motori di automobile, coll'impiego di carburatori speciali a riscaldamento, in quanto esso comincia a distillare fra 82 e 120 C[1], e brucia senza residui in conveniente miscela con aria. Il consumo ne è risultato da 250 a 300 grammi, il prezzo ne è di $^1/_2$ a $^2/_3$ di quello della benzina. Ma sui risultati e sul funzionamento di questi carburatori a riscaldo, specie di vaporizzatori, ancora non si hanno dati precisi.

E stato anche proposto l'uso della *naftalina* che è un sottoprodotto solido del litantrace, che si liquefa a 79° e costa solo da 12-15 cent. al chg. L'impiego della naftalina è stato fatto ricorrendo alla sua fusione. La naftalina è collocata in un recipiente a doppia parete, nella camicia circola l'acqua della circolazione che viene portata all'ebollizione. La naftalina fusa passa al carburatore. Il carburatore e l'aria che vi arriva devono essere riscaldati per evitare la cristallizzazione della naftalina al momento in cui si forma la miscela nel carburatore. La messa in marcia iniziale si fa col benzolo o con benzina. Il consumo è stato trovato di 300 grm. per cavallo-ora.

Dopo questo cenno sommario dei diversi combustibili, è facile comprendere che nei *carburatori* potranno essere impiegati i prodotti volatili della distillazione del petrolio (eteri, gazoline, benzine, ecc.) e l'alcool, ma non il petrolio greggio nè gli olii lampanti, e meno ancora gli olii pesanti; che gli olii di illuminazione e le miscele di alcool e benzolo potranno essere impiegati coi vaporizzatori; che infine il petrolio greggio e gli olii pesanti dovranno impiegarsi a mezzo della polverizzazione con o senza vaporizzazione.

Come già osservammo, la polverizzazione è il mezzo generale che si applica a tutti i combustibili liquidi. Ma si comprende ancora che se essa è effettivamente efficace, esclude dall'impiego i combustibili di prezzo troppo elevato, e tende a dar valore a quelli che sono di minor prezzo. Più, quindi, si diffonderanno i sistemi di polverizzazione, più il funzionamento dei motori potrà emanciparsi dall'uso di combustibili troppo leggeri e costosi. Se si considera che il potere calorifico della benzina, petrolii di illuminazione, petrolii greggi, olii pesanti, è all'incirca eguale e che il prezzo varia oggi in Italia nelle proporzioni rispettive di lire 0,60-0,50-0,30-0,12 al chg., si comprende come possa scemare notevolmente il prezzo del cavallo-ora coll'impiego dei petrolii pesanti a mezzo di polverizzazione.

Non è però da credere che quanto all'economia di consumo possa tale indirizzo ritenersi più favorevole di quello che mette capo all'uso dei carboni per produrre il gas povero, perocchè, nella migliore ipotesi, cogli olii pesanti di minor prezzo, il cavallo-ora avrà sempre un costo di cent. 3,60 a 4, mentre col gas povero esso discende a cent. 2.

Le condizioni generali cui deve soddisfare l'alimentazione di un motore con combustibile liquido si possono così riassumere:

Il liquido combustibile, prima di arrivare al motore, deve essere portato ad un grande stato di divisione; la miscela coll'aria delle molecole combustibili deve essere intima e nelle proporzioni giuste per ottenere una reazione chimica completa; ed, infine, il rapporto tra combustibile e comburente si deve mantenere costante alle varie velocità del motore.

5. **Carburatori.** — Dei vari tipi di carburatori in uso, coi quali l'aria viene caricata dei vapori delle essenze leggere del petrolio senza il sussidio

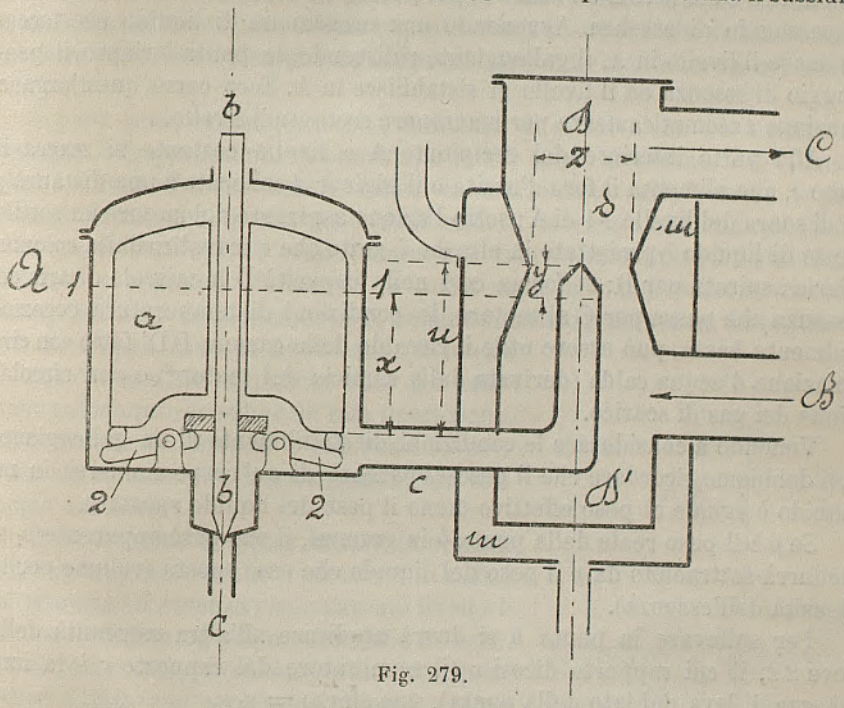


Fig. 279.

del riscaldamento, i primi tipi impiegati, detti a gorgoglio (a *barbotage*), e nei quali la carburazione avveniva facendo gorgogliare l'aria aspirata dal motore attraverso l'essenza, sono ora abbandonati, di fronte ai tipi a *gigleur* semplici, concentrati e di cui il capostipite è il carburatore Longuemare. Oggi di carburatori se ne ha una serie pressochè indefinita, ogni costruttore di automobile avendo ideato e brevettato il proprio carburatore. Ma il concetto fondamentale del funzionamento è per tutti il medesimo; salvo i dettagli, del resto di non lieve importanza, che hanno servito a meglio raggiungere lo scopo ed a raggiungerlo nel modo più economico.

Lo schema di un carburatore è quello indicato nella figura 279, e si compone di due parti distinte:

1° l'apparato che assicura un *livello costante* alimentatore del gigleur;

2° il vero apparato di evaporazione, per cui sotto l'azione aspirante del motore si produce il trascinamento dell'aria e con essa dell'essenza vaporizzata nel motore.

L'organo a livello costante è in A, e solitamente è formato da un galleggiante vuoto a. Quando il recipiente A è vuoto il galleggiante appoggia sull'estremità delle leve 2 2, e per effetto del peso proprio produce il sollevamento dello stelo $b\,b$ che termina conico, aprendo così la comunicazione coll'essenza proveniente da c, la quale entra libera in A. Quando l'essenza è penetrata in A in quantità sufficiente, il galleggiante a è sollevato, cessa il contatto colle leve 2 e l'asta $b\,b$, per peso proprio, si riabbassa a chiudere il passaggio di essenza. Avvenendo una erogazione di liquido che faccia scemare il livello in A, il galleggiante ridiscende, la punta b riapre il passaggio di essenza ed il livello si ristabilisce in A. Ecco come quest'organo funziona automaticamente per mantenere costante il livello.

Alla parte inferiore del recipiente A a livello costante si stacca il tubo c, che alimenta il foro d'uscita o il gigleur d collocato a una distanza y al di sopra del livello 1 1 di A; sotto l'azione aspirante del motore un sottile getto di liquido è proiettato in alto da d, getto che è investito dalla colonna d'aria aspirata per B; si forma così nella capacità D la miscela di aria ed essenza che passa per C al motore. In condizioni di temperatura eccezionalmente bassa, può essere utile il riscaldo della camera D D′ fatto con circolazione d'acqua calda (derivata dalla camicia del motore) o con circolazione dei gas di scarico.

Venendo a considerare le condizioni di stabilimento di un galleggiante noi dobbiamo ricordare che il peso apparente di un corpo immerso in un liquido è eguale al peso effettivo meno il peso del liquido spostato.

Se p è il peso reale della punta b in grammi, il suo peso apparente p_1 si dedurrà sottraendo da p il peso del liquido che esso sposta (volume per la densità dell'essenza).

Per sollevare la punta b si dovrà applicare all'altra estremità delle leve 2 2, il cui rapporto dicesi r (il numeratore del rapporto r è la lunghezza di leva del lato della punta), uno sforzo $= p_1 r$.

Nel momento in cui la punta si solleva questo sforzo è equilibrato dall'eccesso da un lato del peso apparente della leva, k, aumentato del peso apparente del galleggiante. Ora se P è il peso reale del galleggiante, S la sua sezione, e δ la densità dell'essenza, sarà

$$p_1 r = k + \mathrm{P} - \mathrm{S} \,.\, \delta \,.\, x$$

$$x = \frac{k + \mathrm{P} - p_1 r}{\mathrm{S}\,\delta};$$

ora l'incognita che ci interessa è la differenza y di livello tra la bocca del gigleur e l'altezza massima di liquido in A, e poichè $y = u - x$, sarà

$$y = u - \frac{k + \mathrm{P} - p_1 r}{\mathrm{S}\,\delta}.$$

Si comprende che y deve essere una quantità positiva rispetto al massimo valore di x, in quanto diversamente il liquido uscirebbe costantemente dal gigleur anche a macchina ferma. Ma quanto alla misura di questa altezza non vi è criterio preciso, perchè essa dipende dal valore di u che è desunto dal disegno. Tuttavia le considerazioni pratiche che tendono a fissare il valore di y, e cioè a stabilire un valore di u e di x conveniente rispetto a y, sono di una certa importanza specialmente nelle vetture automobili e nella navigazione, mentre minore ne è l'importanza per le altre applicazioni.

Esse sono: che gli urti e le trepidazioni non possano spingere il liquido alla bocca del gigleur, che ciò non avvenga nelle discese quando il motore si obbliqua sul davanti. In effetto la pratica fissa secondo i casi da 5 a 15 mm. il valore di y. Cioè i risultati della formola dovranno mantenere y nel limite suddetto.

È però bene aggiungere che l'influenza di y, salvo che per evitare in ogni caso i disperdimenti di benzina, è molto meno importante di quanto alcuno ritiene. Per un motore veloce la depressione nella camera D può variare da 200 mm. di mercurio (3500 mm. di essenza) alla velocità massima (talvolta più) a 36 mm. d'acqua nel caso di massimo rallentamento (52 mm. di essenza). Variazioni di pochi mm. in y non possono dunque avere effetto sul funzionamento. È dunque illusorio regolare un carburatore che dia troppa essenza abbassando il livello di qualche mm. Se in qualche caso si è ottenuto un risultato sensibile da tale operazione, gli è perchè di certo si è cambiata la portata, sia abbassando il galleggiante, sia toccando alle leve.

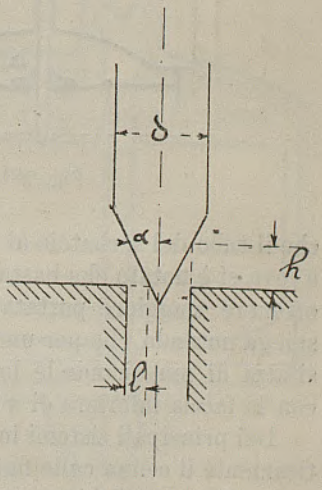


Fig. 280.

È importante di poter fissare la portata del carburatore. Quando il motore è in moto, la quantità di essenza che entra nel livello è per ogni minuto eguale a quella che ne esce. La valvola o punta avrà una alzata corrispondente, alzata che sarà tanto minore quanto più forte è la pressione dell'essenza nella condotta che alimenta il carburatore. Col crescere della quantità di essenza aspirata la punta si eleva sempre più. Il livello si abbassa dunque della stessa quantità, moltiplicata nel caso di livello con leve per rapporto da bracci di leva. Se 2α (fig. 280) è l'angolo alla punta e l la larghezza dell'anello di efflusso lasciato libero, sarà

$$h = \frac{l}{\text{tang } \alpha}.$$

La chiusura si fa tanto meglio quanto più la valvola è acuta; ma l'alzata è tanto maggiore in tal caso; onde tra queste due condizioni si deve

mantenere il giusto mezzo facendo un angolo non superiore a 90° nel caso di punta ben guidata.

Per esempio, l'alzata massima di una punta di $d = 6$ mm. e $2\alpha = 60°$ è di 5 mm. circa. Questa alzata non può prodursi che alla massima velocità del motore, e la variazione di livello che essa crea è senza importanza. Se la velocità del motore cresce ancora, la punta si alza di più; ma il galleggiante si abbassa per intero, e la camera del livello si vuota al completo. Il galleggiante non serve allora più a nulla; la quantità di essenza che entra non è sufficiente a compensare quella aspirata, e il gigleur fornisce allora in parte dell'aria. Si dice allora che il livello non dà portata sufficiente. Per misurarne la portata basta praticare un foro sul fondo della camera del livello, e misurare la quantità di essenza Q che scola al minuto in cmc.; si dovrà avere per una forza N in cavalli

$$Q > \frac{100\ N}{12}.$$

Se la portata non è sufficiente, può avvenire che il foro chiuso dalla punta sia troppo piccolo. Ma più spesso il difetto di portata deriva da ciò

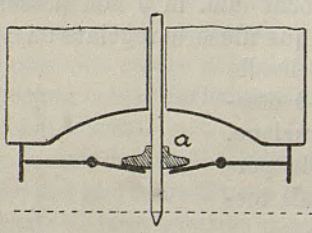


Fig. 281.

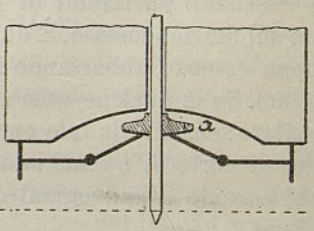


Fig. 282.

che il tubo del serbatoio al livello è troppo piccolo. Nel caso di galleggiante a leva si è notato che basta inflettere la leva o abbassare il pezzo a per ottenere maggiore portata senza cambiare il livello (fig. 281-282). Ciò si spiega notando che per uno stesso angolo di rotazione delle leve la punta si alza di più quando le loro estremità saranno più vicine alla tangenza, con la faccia inferiore di a (convessa al basso).

Dei principali sistemi in uso per le camere a livello noi diamo schematicamente il cenno colle figure 283, 284, 285, 286. Notisi che per una stessa forma di punte, l'abbassamento di livello per una data portata sarà maggiore nel caso di galleggiante a punta superiore, e ciò nel rapporto dei bracci delle leve. Per orificio chiuso a sfera la portata è sempre ottima poichè la sfera sollevata lascia libero passo all'essenza.

Veniamo ora alla seconda parte del carburatore, quella del gigleur. Se la punta del gigleur ha apertura sufficiente onde dare sotto la depressione la portata corrispondente al consumo, si comprende che nella camera D (fig. 279) si effettua l'evaporazione del liquido e la sua intima miscela

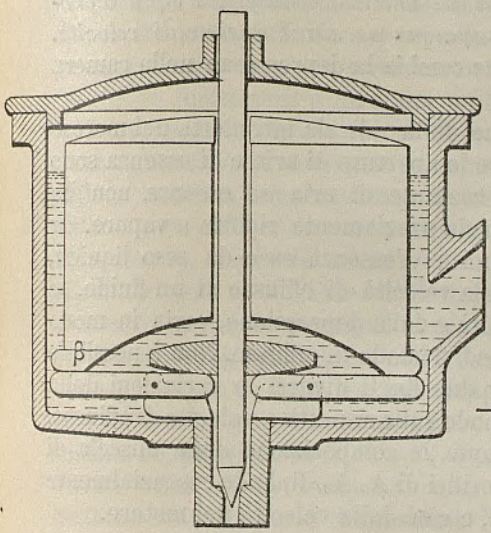


Fig. 283.

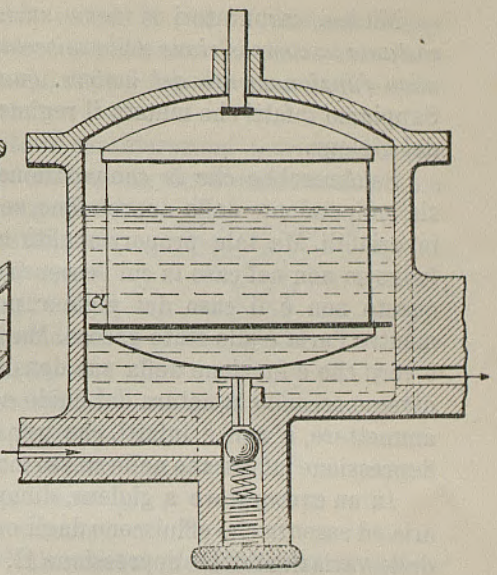


Fig. 284.

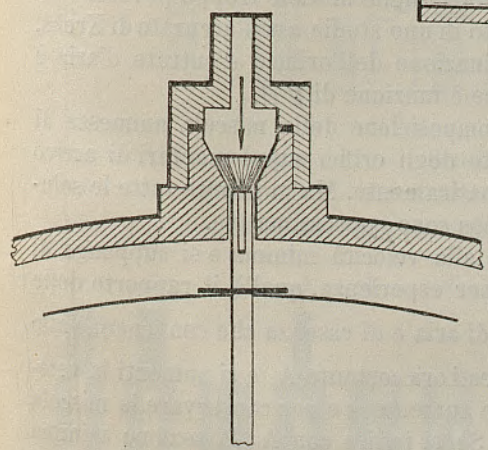


Fig. 285.

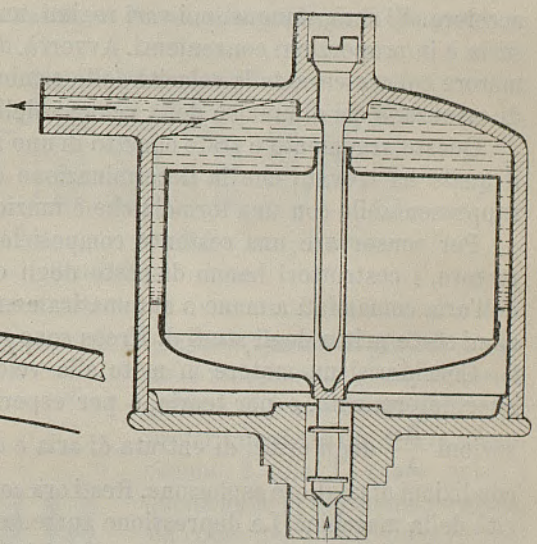


Fig. 286.

coll'aria. Basterà allo scopo, per evitare eccesso di aria, ed ottenere la evaporazione completa, regolare l'ammissione della prima, mediante apposito registro in B; o regolare l'entità dell'aspirazione mediante apposito registro in C.

Ma nei carburatori si deve anche ottenere lo scopo *di mantenere costante la composizione della miscela che conviene al migliore e più economico funzionamento del motore. qualunque ne sia il regime di velocità.* Sappiamo infatti che mutato il regime cambia la depressione nella camera del gigleur.

Sembrerebbe che la composizione della miscela introdotta nel motore sia indipendente dalla depressione, se le aperture di aria e di essenza sono invariabili. Ma tale proporzionalità costante di aria ed essenza non ha luogo se non nel caso in cui l'essenza sia previamente ridotta a vapore. Or questo non è il caso del gigleur, poichè l'essenza esce da esso liquida, mentre l'aria è allo stato gasoso. Ma la velocità di efflusso di un fluido, se è vero che è funzione della sua densità e della depressione, varia in modo diverso secondo la natura del fluido ed il modo di efflusso. Non è possibile ammettere, e non è infatti, che per due fluidi diversi le variazioni della depressione influiscano nello stesso modo sulle rispettive velocità di efflusso.

In un carburatore a gigleur, dunque, la composizione della miscela di aria ed essenza che effluiscono dagli orifici di A_a A_e dipende essenzialmente dalle variazioni della depressione H, e cioè dalla velocità del motore.

L'esperienza prova, infatti, che lasciati costanti A_a A_e la miscela introdotta nel motore diviene sempre più ricca in essenza quando il motore accelera. Vi sarà, dunque, nei varî regimi, un regime solo pel quale la miscela è in proporzioni convenienti. Avverrà, dunque, che si produrranno nel motore col crescere della velocità delle combustioni incomplete per eccesso di essenza, e col diminuire della velocità delle miscele troppo povere.

Questo argomento è stato oggetto di uno studio assai accurato di Krebs, il quale ha trovato che la determinazione dell'orificio d'entrata d'aria è rappresentabile con una formola che è funzione di $\sqrt{H}$.

Per conservare una costante composizione della miscela ammessa al motore, i costruttori hanno disposto degli orifici supplementari di arrivo dell'aria comandati a mano o automaticamente. Ma in genere tutte le soluzioni sôrte prima degli studi di Krebs sono approssimative.

Considerisi un motore in moto alla velocità minima e si supponga di aver determinato, o per teoria, o per esperienza, qual'è il rapporto delle sezioni $\frac{A_a}{A_e}$ degli orifici di entrata di aria e di essenza che convengono alle condizioni di migliore esplosione. Resti ora costante A_e e si aumenti la velocità della macchina. La depressione aumenterà e per conservare la miscela costante si deve far crescere A_a. Se si indica con A_a la sezione minima costante, e con A'_x una sezione supplementare variabile colla velocità, in un dato istante la sezione aperta dovra essere:

$$A_a + A'_x.$$

Questa sezione A'_x parte da 0 e cresce mano mano la velocità di rotazione aumenta. La legge teorica di questa variazione è stata indicata da

Krebs; ma è lecito di supporre che le ipotesi su cui è fondata tal legge ne rendano l'applicazione molto incerta per trovare la esatta misura, e che molto abbia influito a determinarla, dopo l'impulso dato da Krebs, la paziente abilità degli esperimentatori.

Noi ci limiteremo a dire, per evitare considerazioni teoriche di poco interesse pratico, che la forma della sezione A_x deve variare col profilo della figura 287. Si immagini un registro che chiuda l'orificio rappresentato in tratteggio nella figura 287, e che si muova nel senso della freccia. L'orlo del registro coincida inizialmente con $a_1\ b_1$. Esso viene a prendere successivamente le posizioni $a_2\ b_2$, $a_3\ b_3$, ... col variare della velocità del motore, cosicchè nella posizione $a_2\ b_2$ la sezione supplementare A'_x è $a_1\ b_1\ \alpha_1\ \beta_1$, e nella posizione $a_3\ b_3$ la sezione supplementare A'_x è $a_1\ b_1\ \alpha_2\ \beta_2$. I successivi valori di A'_x assicurano una miscela costante sotto le varie depressioni. Naturalmente le modifiche di queste sezioni debbono essere automatiche. Ma di ciò in appresso.

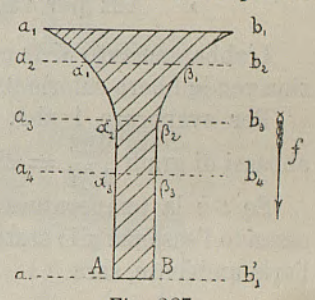


Fig. 287.

Prima di procedere ad indicare alcuni tipi di carburatori è bene che diciamo due parole sulla *posizione e forma del gigleur*. Si ammette in

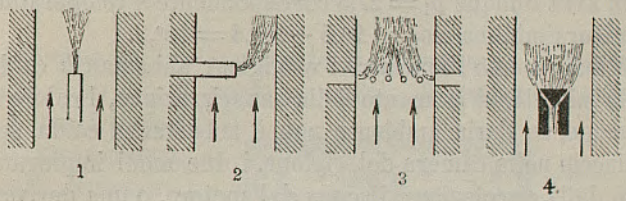


Fig. 288.

genere che l'utilizzazione dell'essenza è migliore quando il gigleur è normale alla corrente gasosa che non quando vi è parallelo. Così sarà preferibile nella fig. 288 la disposizione 2 alla 1, come pure è buona assai la divisione del getto, sia come nel tipo 3 o meglio nel tipo 4. In genere, per i carburatori a gigleur unico, lo strozzamento del gas all'uscita in forma di doppio cono è ritenuto indispensabile, e delle varie disposizioni dà esempio la figura 289.

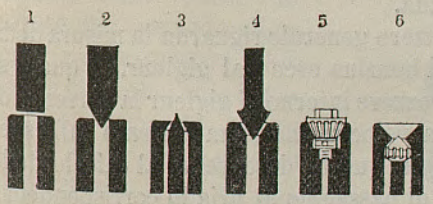


Fig. 289.

Queste sono condizioni meccaniche per il buon funzionamento della vaporizzazione al gigleur. Ma sono circostanze che solo favoriscono la

vaporizzazione; la condizione primordiale che domina le altre è che la essenza trovi intorno a sè la quantità di calore necessario per vaporizzare. Suppongasi che la sola sorgente di calore sia l'aria aspirata; occorrono

calorie 0,46 per elevare di 1° un chg. di benzina,
» 0,23 » 1° » di aria,
» 122 per vaporizzare » di benzina.

L'abbassamento di 1° nella miscela di 13 volumi di aria e 1 chg. di benzina rende libere calorie $0,23 \times 16,8 \times 0,48 = 4,23$.

Per evaporare 1 chg. di benzina occorre, dunque, che la miscela si abbassi di gradi $\frac{122}{4,32} = 28°,4$.

Se t è la temperatura che la miscela deve avere dopo evaporazione, essendo l'essenza allo stato di vapore saturo, e se t_x è la temperatura dell'aria ambiente, sarà

$$t_x - 28°,4 = t.$$

L'evaporazione dell'essenza si fa troppo rapida perchè essa abbia il tempo di raggiungere la tensione massima p_1; se p_2 ne è la tensione effettiva, il rapporto è $\frac{p_1}{p_2} = 2,5$ secondo le esperienze. Onde si dovrà scegliere una tensione massima di vapore 2,5 maggiore di quella precedentemente calcolata. Si avrà dunque $p_1 = 27,5$ corrispondente a temperatura di $-9,5$, per temperatura minima cioè $-9°,5 + 28°,4 = 18°,9$.

Occorre dunque che l'aria arrivi al gigleur abbastanza calda, o che si fornisca alla miscela, al momento della vaporizzazione, il calore necessario. A questo scopo, se l'aria ambiente non è abbastanza calda, senza che si formi il ghiaccio nella camera del gigleur, i due modi impiegati sono una derivazione dalla circolazione d'acqua del motore, o una derivazione dallo scarico; quest'ultimo però è abbandonato ed a ragione.

Si può anche riscaldare preventivamente l'aria col farne la presa pel carburatore nelle vicinanze del tubo di scarico come spesso si pratica e come è necessario nella stazione rigida.

Un'ultima considerazione di carattere generale riguarda la misura della depressione nel punto ove il getto di benzina esce dal gigleur, la quale si determina preventivamente collo strozzare intorno al gigleur la corrente di aria. Il massimo di depressione alla velocità massima è fissato dall'esperienza e si calcola a 40 cmc. d'acqua: questo dato serve al calcolo della apertura nel gigleur e della sezione di passaggio di aria in corrispondenza al medesimo.

Lasciamo ai lettori queste calcolazioni, che sono agevoli dopo i dati che abbiamo esposti.

6. Tipi di carburatori. — Dopo quanto si è detto non sarebbe necessario dare esempi di carburatori, onde ne limiteremo il cenno a pochissimi.

Diremo prima del carburatore Longuemare che ne è il capostipite e che è rappresentato nella figura 290, e le cui lettere hanno il seguente

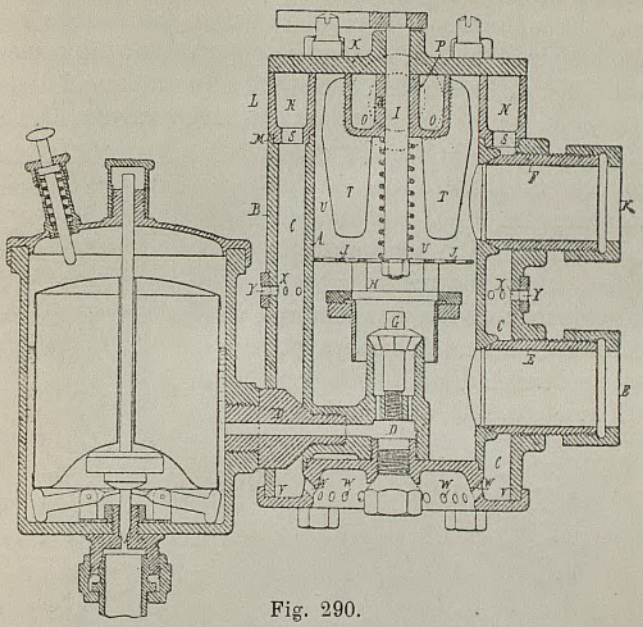


Fig. 290.

significato: A capo del livello costante, B galleggiante, E stantuffo a molla per adescare il livello, F ponte a valvola, H raccordo conico filtrante, K camera d'aria, L gigleur, N tubo di strozzamento, O disco forato, R camera a gas, U raccordo colla circolazione, X entrata d'aria, Y uscita della miscela al motore. Come vedesi l'apparato non possiede gli organi resi necessari dalla teoria di Krebs; solo la manetta S comanda un registro che regola a mano le depressioni.

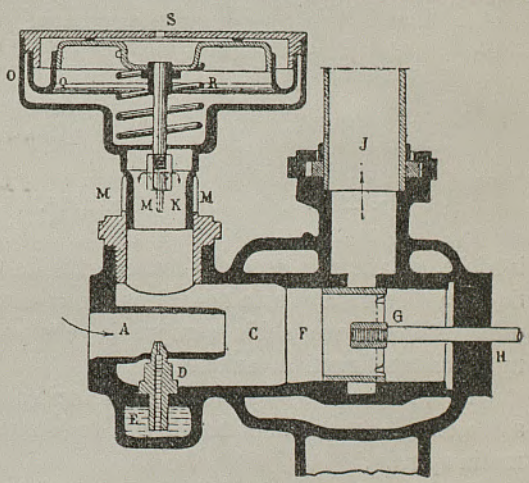


Fig. 291.

Il carburatore Krebs, escluso il galleggiante, vedesi nella figura 291. D è il gigleur dove arriva l'essenza che si mescola coll'aria aspirata da A. La sezione di A invariabile è quella che conviene alla minore velocità del motore. Gli organi che

permettono di modificare le quantità di miscela introdotta nel cilindro, e, d'altra parte, la registrazione della carburazione sono due cassetti cilindrici. Il perno F orizzontale è comandato a mano o da un regolatore.

L'entrata d'aria addizionale è regolata dal registro K che è verticale e che, secondo l'aspirazione più o meno intensa, ottura più o meno gli orifici di entrata M. Perche l'orificio obbedisca alle variazioni di depressione nel carburatore si sormonta l'asta di una larga valvola Q, collegata al coperchio della capsula O, nella quale è racchiuso, con un soffietto circolare in caucciù. Lo spazio tra P e Q è chiuso, eccetto un piccolo foro di 2 mm. praticato sopra O. Il disco Q è allora attirato al basso per la depressione prodotta dal motore, l'aria entra con lentezza mella camera P Q; inversamente col scemare dell'aspirazione la molla R riconduce Q alla posizione iniziale, e l'aria non esce che lentamente da O pel foro S. La forma della finestra d'entrata di aria addizionale è costrutta così che la miscela introdotta nel motore abbia sempre la composizione che corrisponde alle migliori condizioni di azione.

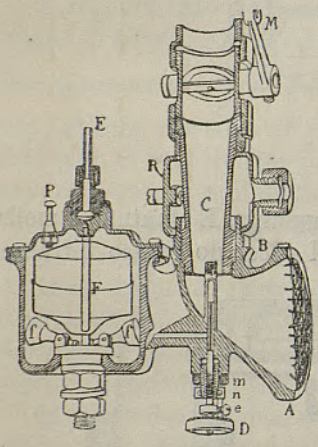


Fig. 292 [1].

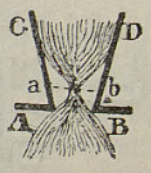


Fig. 292 [2].

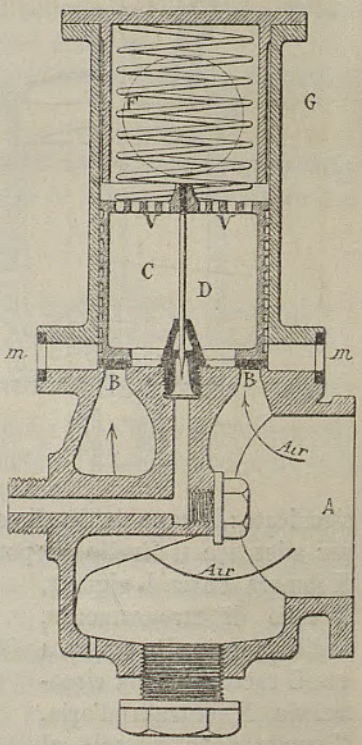


Fig. 293.

Il carburatore Gnome realizza all'incirca le stesse condizioni del Krebs, salvo che il sistema di comando del registro regolatore d'aria è a semplice molla spirale.

Il carburatore Stenos risponde a concetto diverso del Krebs. Esso è fondato sulle proprietà di efflusso dell'aria attraverso un aggiustaggio conico divergente (fig. 292 [1-2]). La vena gasosa si contrae nell'aggiustaggio conico C che ha conicità di 5° a 6°. Se si dispone l'uscita dell'essenza nel

punto di massima contrazione della corrente, la si colloca in un punto ove la depressione che dà origine al getto di benzina varia all'incirca proporzionalmente alla velocità di efflusso dell'aria, e si ottiene così ai varî regimi una miscela costante. Dopo ciò inutile è descrivere il carburatore la cui funzione si capisce facilmente.

Analogo è il tipo Gronwelle.

Altri, come Chenard (fig. 293), propone di regolare l'entrata dell'aria e dell'essenza contemporaneamente facendo in modo che il registro che comanda l'aria addizionale sia collegato ad uno stelo sottile che penetra nel foro del gigleur.

7. **Vaporizzatori.** — I vaporizzatori hanno lo scopo di portare i combustibili liquidi più densi dei prodotti leggeri e difficilmente volatili (petrolii, alcool) in uno stato favorevole alla loro miscela coll'aria per opera del calore. Ordinariamente il petrolio è evaporato con sorgente apposita

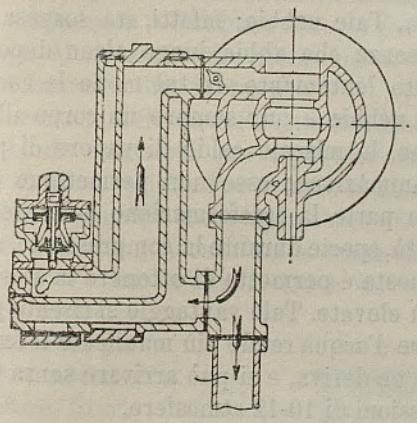


Fig. 294.

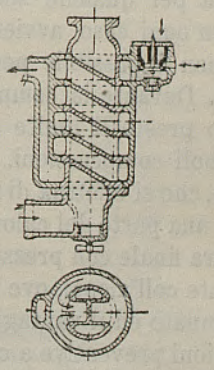


Fig. 295-296.

di calore, mentre la vaporizzazione è preceduta da una suddivisione dell'olio inteso a distenderlo su superficie abbastanza ampia. In genere però questi apparati hanno dato luogo ad inconvenienti non lievi nel funzionamento, ragione per cui il loro uso si è diffuso pochissimo.

Fra i tipi noti, a darne un esempio, ricordiamo colle figure 294, 295 e 296 il vaporizzatore Körting e Durr. Il petrolio scende a goccie nelle capacità vicina alla aspirazione d'aria, e la miscela si forma e si riscalda per effetto del calore dei gas di scarico del motore.

L'avviamento è fatto riscaldando la capsula preventivamente con fiamma ad alcool.

Noi sappiamo che le temperature necessarie per vaporizzare completamente i petrolii, specie i più densi, sono elevate, e cioè vicine al rosso scuro. Viceversa sappiamo pure che la parete del cilindro non oltrepassa

in media la temperatura di 170° è perciò inferiore a quella di condensazione della più parte degli elementi degli olii combustibili. Se quindi si produce il vapore di petrolio in capacità speciale calda, e lo si introduce nel cilindro, è difficile evitare la formazione di goccie sulle pareti del cilindro delle parti più condensabili, deposito facilitato dalla miscela con aria fredda. Queste goccie non bruciano che imperfettamente; si vaporizzano di nuovo nella corsa motrice e formano sulle superfici interne uno strato di materie grasse e di incrostazioni carboniose.

Questo grave inconveniente ha ostacolato la diffusione dei vaporizzatori e facilitò gli studi per l'adozione dei polverizzatori.

8. **Polverizzatori.** — L'associazione dell'aria al petrolio polverizzato in forma di nebbia doveva sembrare più conveniente ed efficace. La nebbia ottenuta a polverizzazione perfetta, col mezzo di corrente di aria compressa come nel sistema Diesel, o per altro processo meccanico analogo, si presenta assai più stabile nelle sue miscele coll'aria del vapore, e ciò per ragione della bassa temperatura. Tale nebbia, infatti, sta sospesa libera nell'aria per qualche secondo senza che abbia luogo alcun deposito, il quale in ogni caso avviene molto lentamente. In tal modo la condensazione non è possibile perchè la nebbia è pur sempre un corpo allo stato liquido. Durante la compressione, le miscele calde di vapore di petrolio toccano presto il limite di infiammazione; esse non permettono dunque che deboli compressioni. D'altra parte la trasformazione della nebbia in vapore, che si effettua di necessità, specie durante la compressione, assorbe invece una parte del calore di questa e permette di ottenere la stessa temperatura finale con pressioni più elevate. Tale vantaggio si risente particolarmente coll'alcool, ove il tenore d'acqua rende più manifesto il fenomeno suaccennato ed il vantaggio che ne deriva, e si può arrivare senza tema di accensioni preventive a compressioni di 10-12 atmosfere.

Tutto ciò spiega i vantaggi dei polverizzatori e la diffusione che hanno avuto, non ultimo quello di avere indotto una modificazione nel ciclo dei motori a gas e di aver facilitato, come già notammo, il funzionamento a due tempi.

Il sistema di polverizzazione è costituito:

a) di una pompa di iniezione del liquido combustibile;

b) dell'organo polverizzatore.

Qualche volta si è aggiunto a questi due organi essenziali un vaporizzatore riscaldato dai vapori di scarico, ma tale accoppiamento dopo quanto si è detto non sarebbe nè necessario nè logico.

In altri casi, come nel tipo Diesel, il fluido è iniettato con aria compressa, ciò che ne facilita grandemente la suddivisione, come vedremo più avanti.

Il grande vantaggio della polverizzazione, è quello di permettere l'impiego dei combustibili più economici, come appunto degli olii pesanti,

poichè, data la loro natura chimica eguale a quella dei petrolii, e il loro potere calorifico eguale, non vi è più differenza nel funzionamento, se la suddivisione meccanica può essere spinta al grado massimo di vera nebbia.

Un altro vantaggio è quello di aver potuto, coll'iniezione separata del combustibile, effettuare questa al momento più propizio del ciclo, e cioè al termine di compressione, evitando così accensioni premature, evitando l'eventuale deposito della nebbia polverizzata in forma di globuli più o meno grossi, e rendendo possibili, colle forti compressioni, le accensioni spontanee.

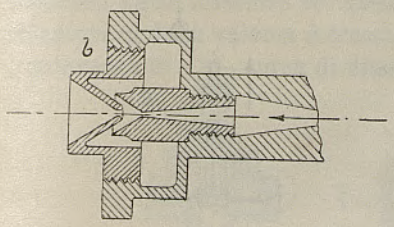


Fig. 297.

La forma dell'organo polverizzatore è assai varia; si tratta in ogni caso di obbligare il getto di combustibile, che esce con violenza da un foro di piccole dimensioni o da una stretta fessura, a frangersi in un pulviscolo minutissimo urtando contro un ostacolo. Noi ne diamo un esempio colla figura 297. La parte però più interessante è sempre la pompa di iniezione che viene mossa dall'albero motore o distributore.

L'estrema piccolezza della quantità di combustibile da iniettarsi per ogni fase esige pompe di tipo speciale. Per evitare le dimensioni dello stantuffo troppo piccole si dà talvolta al volume generato nella corsa delle pompe ad olio un valore da tre a sei volte maggiore di quello che basterebbe pel lavoro massimo del motore. Si ottiene allora la portata conveniente facendo lavorare lo stantuffo della pompa a vuoto per una parte della corsa di compressione, rinviando cioè una certa quantità del petrolio aspirato nel serbatoio, per il tubo aspirante od una valvola speciale di troppo pieno. Modificando il punto di chiusura della corrente di ritorno si può allora commisurare il volume dell'olio introdotto proporzionatamente al lavoro della macchina, e quindi regolarne la velocità.

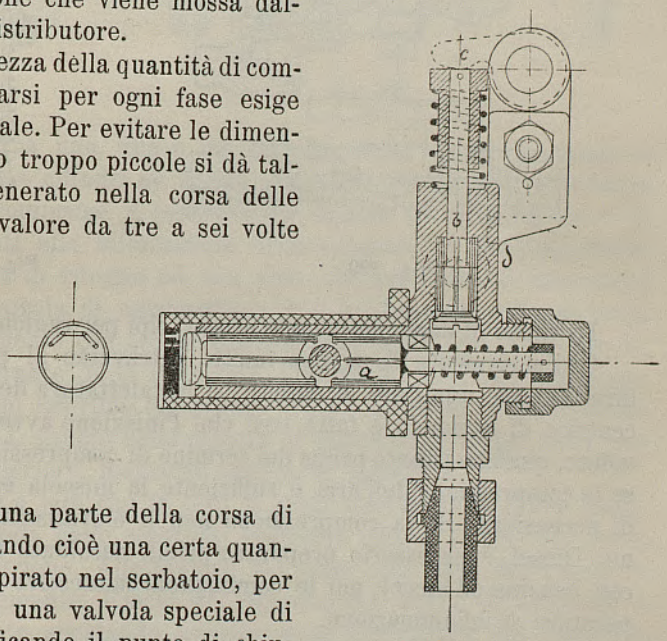


Fig. 298.

Diamo qui esempio di alcuni sistemi. Colla figura 298 si ha la valvola di ammissione del petrolio. In *a* è il cono polverizzatore, e in *b* il cono di troppo pieno aperto più o meno dal regolatore *c* in modo che una parte

variabile dell'olio minerale ritorna per *d* al serbatoio. La pompa (fig. 299) non richiede descrizione speciale.

La figura 300 rappresenta un tipo di pompa a petrolio in cui il moto dello stantuffo *b* è ottenuto con camma che preme su *a*; *c* è il tubo aspirante senza valvola che al solito non occorre, data l'altezza a cui si trova il serbatoio alimentatore; *d* è il tubo premente; *e* la valvola premente.

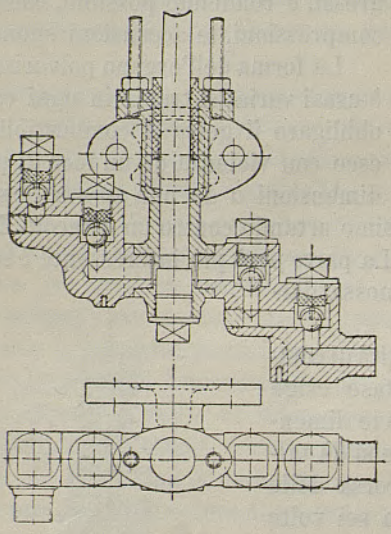


Fig. 299.

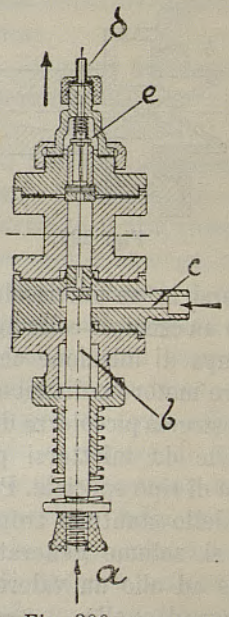


Fig. 300.

Evitiamo di dare indicazione di altri tipi per ragione di brevità.

Ordinariamente la pompa inietta attraverso al polverizzatore che è direttamente applicato al cilindro, e la calettatura delle camme o dell'eccentrico di comando è fatta così che l'iniezione avvenga al punto giusto voluto, qualche istante prima del termine di compressione. Come dicemmo, se la compressione dell'aria è sufficiente la miscela esplode senza organi di accensione. Se la compressione non è elevatissima, quale può essere nel Diesel, è necessario preparare prima riscaldato il fondo del cilindro con benzina od alcool; poi le combustioni successive mantengono la temperatura di infiammazione.

Migliore sistema per ottenere una perfetta polverizzazione è quello di accompagnare, come fa il Diesel, l'introduzione di petrolio, o di olio pesante, con aria compressa a pressione più elevata della pressione massima di compressione. In tal caso la pompa a petrolio inietta nella condotta d'aria presso alle valvole di ammissione la quantità necessaria di liquido; quando la valvola si apre la pressione di aria esistente proietta violentemente il liquido nel cilindro polverizzandolo nel modo più completo.

Crediamo opportuno esaminare in dettaglio il sistema del polverizzatore Diesel.

Questo dispositivo è rappresentato nella fig. 301. L'aria ad alta pressione arriva per *b* al condotto anulare concentrico alla valvola di ammissione alla parte inferiore del quale sbocca il condotto di petrolio. Il liquido all'apertura della valvola è trascinato traverso una serie di lamine forate a quinconce di 2 $^{m}/_{m}$ circa di diametro.

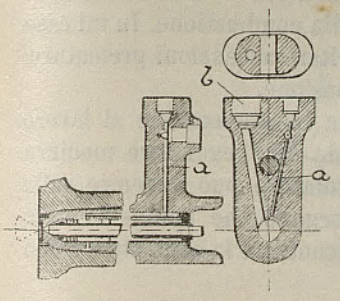


Fig. 301.

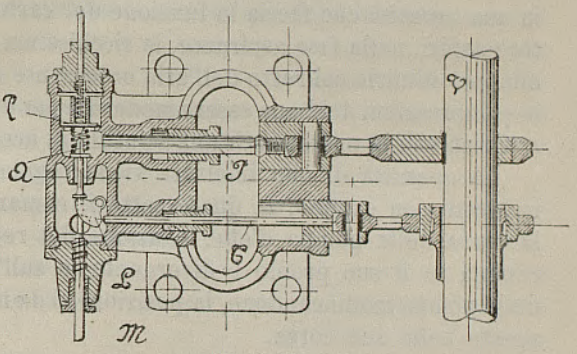


Fig. 302.

I motori Diesel a uno, due o tre cilindri, sono muniti di pompe a petrolio; i motori a 4 cilindri ne hanno due. Ogni pompa (fig. 302) serve più cilindri; essa comprime il combustibile liquido traverso un gioco di distributori collocati alla biforcazione delle condotte, e che comprende ognuno una valvola di ritegno ed una vite, che permette di strozzarne l'arrivo verso la valvola di combustione. P è lo stantuffo tuffante della pompa a petrolio mosso con eccentrico calettato sull'albero verticale V; A è la valvola aspirante; R la premente. Un secondo eccentrico disposto al di sotto del primo imprime col mezzo di asta un moto di oscillazione ad una piccola leva L situata nella camera di aspirazione, e che, nella fase della sua corsa superiore, mantiene aperta la valvola A.

La registrazione è tale che la leva L resta aperta nella prima parte della corsa retrograda dello stantuffo lasciando rifluire il petrolio verso la camera di aspirazione. Adattandosi poi sulla sede essa determina lo inizio della fase premente. Ufficio del regolatore è quello di avanzare o ritardare tale istante, spostando angolarmente l'eccentrico che comanda la picola leva sull'asse delle valvole; al di sotto è avvitato lo stelo M a filetto multiplo e allungato; col mezzo di impugnatura, questo stelo può ricevere tre posizioni diverse, e cioè fissarsi in tre altezze determinate. Nella posizione inferiore è libero il gioco delle valvole; nella posizione media (arresto del motore) esso impedisce alla valvola aspirante di chiudersi; nella posizione superiore esso solleva anche la valvola premente, ciò che permette di riempire il condotto di petrolio per semplice eflusso. Se il petrolio non è sotto carico, si deve, per ottenere questo scopo, far

uso di piccole pompe ausiliari, il cui stantuffo si abbassa sotto pressione della mano, e che ritorna poi a posto col mezzo di molla.

Per comprimere l'aria ad alta pressione invece della pompa Diesel, si impiega talvolta il compressore Reavell triplo che permette di superare le 70 atmosfere.

Non è escluso, data la stabilità relativa che possiede la nebbia di olio polverizzato, che si possa procedere alla polverizzazione con aria compressa in una capacità che faccia la funzione del carburatore, e dalla quale il motore aspiri, nella fase aspirante, la ricchissima miscela di aria e nebbia di olio, per diluirla col resto dell'aria occorrente alla combustione. In tal caso le compressioni debbono essere moderate per evitare accensioni premature, e si richiede la presenza di una scintilla di accensione.

La quantità di olio iniettata viene regolata in proporzione al lavoro richiesto con camma, la quale sotto il comando del regolatore modifica la corsa della pompa d'olio. L'azione del regolatore può avvenire sulla camma se il suo profilo è divergente, o sull'organo che spinge lo stelo della pompa modificandone, la posizione sì da incontrare lo stelo più o meno presto nella sua corsa.

Nel caso di cilindri multipli, si fa sempre uso di una pompa unica, ma in tal caso occorre che il polverizzatore sia provvisto di valvola che dia accesso all'olio nel momento opportuno, o per sè solo, o per effetto dell'aria compressa che lo accompagna.

Il sistema di iniezione a mezzo di pompa si è trovato utile anche come mezzo per sopprimere i carburatori, e tale impiego ha trovato successo in alcuni motori veloci di automobili e di aviazione. In tal caso si può procedere in due modi: o la benzina è iniettata, come si fa col petrolio e gli olii pesanti, al termine della fase di compressione, e allora si può evitare con sufficiente compressione la presenza dell'accenditore; ovvero essa è introdotta senza pressione della pompa in una piccola capsula provvista di valvola automatica che sta sul tubo aspirante di ogni cilindro vicino alla valvola di emissione. Aprendosi questa sotto la depressione dello stantuffo, si apre insieme la valvola automatica della benzina ed essa entra nel cilindro vaporizzata dall'aria con cui si mescola. Tale sistema è adottato per esempio nel motore Antoinette.

9. Sistemi misti di polverizzazione e vaporizzazione. — In vista dell'impiego dei petrolii greggi e dei residui di petrolio ai motori tipo ordinario a quattro tempi e più cilindri, onde semplificare il sistema di distribuzione, evitando la polverizzazione per ciascun cilindro, si è anche proposto un sistema misto di polverizzazione e vaporizzazione, che è stato in embrione proposto da Griffin nei motori a petrolio, e quindi, con perfezionamenti adeguati, adottato in altri.

Il concetto di tale impiego è il seguente. Posto che la semplice vaporizzazione dei petrolii pesanti per effetto dell'alta temperatura di combustione

dia origine nell'interno del cilindro alla decomposizione dell'olio, che ne fa precipitare le parti carboniose, le quali con grande rapidità ingombrano valvola e cilindro, si è partiti dal concetto che era opportuno mescolare all'olio dell'acqua, la cui presenza avrebbe abbassata la temperatura di combustione, evitando la dissociazione. Questo impiego d'acqua nei motori a petrolio riposa così su un principio alquanto diverso da quello di Banki, che aveva colla sua iniezione d'acqua lo scopo di poter ottenere altissime compressioni senza accensioni spontanee premature della miscela.

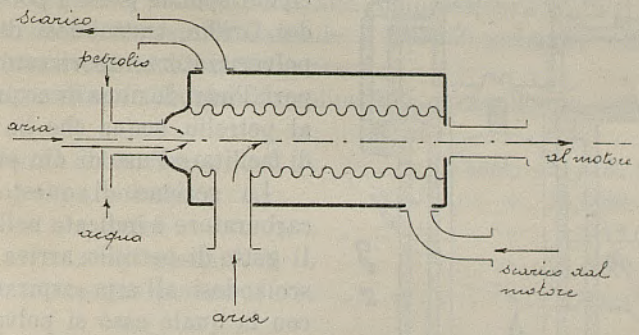


Fig. 303.

In base a tale concezione, il sistema generatore per far uso di petrolii pesanti è il seguente:

1° Polverizzare una miscela di acqua e petrolio in capacità apposita, polverizzazione da poter realizzare sia per iniezione diretta dei due liquidi contro un polverizzatore, sia per trascinamento dei medesimi mediante aria compressa. Le proporzioni di acqua e petrolio non sono ben definite; qualcuno arriva a stabilire il rapporto in peso di $^1/_1$.

2° Introdurre questa miscela polverizzata in un vaporizzatore formato dal tubo di scarico del motore, nel quale vaporizzatore entri tanta aria che possa bastare alla combustione completa. Il calore del vaporizzatore dà stabilità alla polverizzazione, riscalda e vaporizza l'acqua e riscalda preventivamente l'aria di combustione.

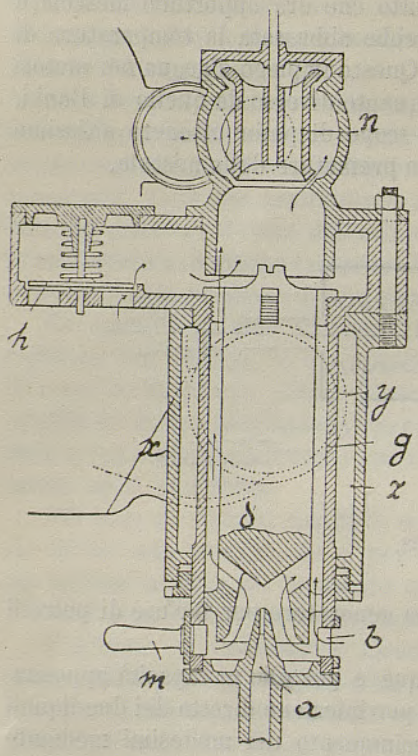
3° Questa miscela viene aspirata dai cilindri nelle rispettive fasi di aspirazione, come si fa da un carburatore ordinario a benzina.

In tal modo si dovrebbe ottenere nel cilindro una miscela che sotto l'azione dell'accenditore esploda; e decomponendosi l'acqua pel calore questa fornisce ossigeno atto a bruciare ogni prodotto di decomposizione del petrolio, ed inoltre ne aumenta il potere calorifico per l'idrogeno aggiunto.

Lo schema di una disposizione del genere è quello rappresentato nella figura 303, le cui indicazioni sono chiare.

Si constata tuttavia che all'interno avviene egualmente un deposito, sebbene ridotto, di sostanze carboniose; ma tale deposito non ha luogo nel cilindro, e basta la periodica pulitura dell'apparato sussidiario ogni due o

tre giorni per assicurare il funzionamento normale. Probabilmente col regolare bene la temperatura nell'interno, e con un giusto grado di miscela con acqua e di compressione, anche tale inconveniente può essere evitato.



Fig, 304.

Brillé ha ideato un carburatore che è destinato all'uso dei petrolii di illuminazione pei motori ordinari di automobile. Veramente il principio risponde press'a poco a quello del Griffin, trattandosi di un vero polverizzatore-vaporizzatore senza però l'introduzione di acqua insieme al petrolio, acqua che ha lo scopo di facilitare l'uso di olii pesanti.

La sezione di questo speciale carburatore è indicata nella fig. 304. Il getto di petrolio arriva in *a* mescolandosi all'aria aspirata per *b*, con la quale esso si polverizza nel punto *d* e finisce di vaporizzare sulla parete *g* del carburatore riscaldato ad alta temperatura dai gas di scarico. L'aria supplementare arriva per la valvola *h*, e si proporziona alla intensità dell'aspirazione. L'anello *m* serve a regolare l'apertura degli orifici d'aria *b*; l'ammissione al motore è regolata colla valvola *n*. I gas di scarico arrivano per *a* nella capacità *y*, poi in *z* attorno al carburatore.

Chiudiamo l'argomento col notare che in molti motori a petrolio greggio di recente costruzione, funzionanti con vaporizzatori o polverizzatori, si è adottata con vantaggio una *diretta introduzione d'acqua* per la valvola di aspirazione d'aria del motore. Quest'acqua è desunta dalla camicia.

Le spiegazioni precedenti giustificano questo sistema. E precisamente, con esso sono rese possibili compressioni elevate; di più, l'acqua dissociandosi, oltre al fornire nell'idrogeno di dissociazione un combustibile efficace, fornisce pure dell'ossigeno che brucia, come già osservammo, i residui solidi di combustione dei petrolii greggi e degli olii pesanti.

10. Conclusioni sul costo della forza motrice coi varii combustibili. — Le indicazioni da noi date in questo capitolo hanno avuto due scopi. Far conoscere in primo luogo le principali caratteristiche degli apparati produttori ed alimentatori di combustibile per le macchine di cui ci occupiamo; dimostrare che queste macchine hanno di fronte a sè una grande

varietà di sostanze combustibili il cui impiego le rende atte a tutte le applicazioni sia dello *sport* che dell'industria.

È facile prevedere che il progresso verificatosi nel rendere possibile colle macchine veloci l'uso di combustibili di poco prezzo, come ha una estrema importanza per la loro diffusione, tenderà col tempo ad escludere l'uso dei combustibili più costosi anche nelle applicazioni di lusso.

I motori a benzina consumano da 300 a 400 grammi per cavallo-ora; quelli a petrolio ugualmente, e così pure quelli a nafta o petrolii greggi; coll'impiego degli olii pesanti delle alte compressioni e di tutti i ripieghi e perfezionamenti esposti si discende a 250-350 grammi; con carbone fossile si consumano da 400 a 600 grammi.

Col costo ordinario di questi combustibili, il cavallo-ora costerebbe in Italia:

Motori a benzina	cent.	21,0-30,0
» a petrolio	»	15,0-20,0
» a nafta	»	9,0-12,0
» a olii pesanti	»	3,7-5,4
» a gas povero	»	1,8-2,7

La forza motrice più economica è certamente quella del gas povero, e poichè è dimostrato ormai che con motori veloci gli apparati relativi possono toccare proporzioni molto modeste, si comprende come essa debba essere prevalente per le applicazioni industriali dei motori veloci, come gli impianti fissi e locomobili per scopo agricolo ed industriale.

Lasciando a parte il gas povero e considerando gli altri combustibili liquidi, si deve notare il fatto che, a seconda dei varii combustibili in uso, la spesa si riduce nella proporzione di 7 ad 1, pure usando sostanze di eguale potere calorifico, e per le quali il volume dell'approvigionamento resta costante. È quindi legittima la tendenza ad abbandonare i combustibili costosi, dal momento che i fatti dimostrano la possibilità di usare combustibili più economici con eguali risultati. Non si può certamente asserire oggi che la sostituzione degli olii pesanti alla benzina sia tecnicamente scevra di difficoltà, viste le condizioni speciali e le esigenze caratteristiche delle applicazioni a benzina. Ma certamente la via è tracciata e il risultato non si farà lungamente attendere.

CAPITOLO XV.

TURBINE A GAS

1. Quali devono essere le proprietà di una turbina a gas, e quali difficoltà si oppongono alla sua realizzazione. — Affrontiamo nel presente capitolo un argomento che costituisce la preoccupazione costante, da qualche tempo, degli inventori e dei costruttori, quello della creazione della turbina a gas. Il successo delle turbine a vapore ha lasciato credere che fosse pur vicino quello delle turbine a gas; ma tale speranza non si è finora verificata. Non dubbi indizi circa il lavorìo febbrile per dar vita a questo motore rotativo a forza viva, lasciano supporre che il successo sarà più sollecito di quanto non credasi.

Ed è perciò che riteniamo opportuno spendere qualche parola per esporre quali sieno i vantaggi presunti della turbina a gas, e quali sieno le condizioni tecniche da soddisfare affinchè questo nuovo motore passi dal campo della preparazione in quello dei fatti.

Precisiamo prima cosa s'intenda per una turbina a gas.

Quando si abbia un fluido gasoso sotto pressione, prodotto dalla esplosione o dalla combustione di una miscela combustibile (aria e gas, ovvero aria e un combustibile liquido evaporato o polverizzato), e tale fluido si introduca nel distributore di una turbina dello stesso tipo delle turbine a vapore, perchè esso agisca per forza viva sulla ruota mobile semplice o multipla della turbina, affinchè il medesimo estingua su di essa la propria forza viva, si ha senz'altro la *turbina a gas*.

Nello stesso tempo in cui avviene l'estinzione della forza viva della massa fluida nella maggior misura possibile, questa si espande e la sua temperatura si abbassa. All'uscita dalla ruota mobile la pressione iniziale e la temperatura iniziale sono diminuite fino a quel limite che comporta il grado di espansione utilizzato. La teoria delle turbine a vapore funzionanti con vapore surriscaldato offre le norme precise pel calcolo di una turbina a gas. Da questo lato la turbina a gas non dovrebbe correre alee troppo gravi per la sicurezza del calcolo e del funzionamento.

Ma le differenze che si verificano tra il vapore ed i prodotti di combustione di una miscela combustibile sono assai grandi, ed in esse sta tutto l'ostacolo alla creazione della turbina a gas.

Queste differenze sono:

1° Il vapore arriva alla turbina con una pressione propria generata dalla caldaia a vapore senza intervento di organi meccanici; col gas invece questa pressione deve essere creata meccanicamente, per intero nel caso

di combustione a pressione costante; e nel caso di combustione a volume costante (esplosione) deve essere creata meccanicamente solo in parte, il resto essendo generato dall'esplosione.

2° Per quanto sia grande la pressione del vapore, essa è notevolmente inferiore (è cioè la metà od il terzo) di quella che si ritiene necessaria per avere un buon rendimento nei motori a gas, funzionino essi a combustione o ad esplosione; onde crescono le difficoltà di una buona utilizzazione del lavoro, che deve essere anche accompagnata da un numero di giri tollerabile nell'organo motore.

3° La temperatura centigrada massima del vapore non supera, anche usando vapore surriscaldato ad alta pressione, i 250°, mentre la temperatura massima di combustione e di esplosione tocca i 1600°-1800°, temperatura che metterebbe in breve fuori servizio le sottili palette del distributore e della ruota mobile che ne sarebbero investite, oltre al produrre deformazioni iniziali che altererebbero la legge di decomposizione delle velocità che è caratteristica nelle turbine, non potendosi in queste pensare a mezzi di raffreddamento e di lubrificazione, d'altronde inutili non essendovi contatto metallico fra l'organo motore mobile e gli altri organi del sistema.

Queste sono le gravi difficoltà di ordine teorico e pratico che hanno creato fin qui insormontabile ostacolo alla realizzazione della turbina a gas.

Se queste difficoltà potessero essere superate la turbina a gas costituirebbe il motore ideale ed avrebbe certamente una diffusione maggiore di quella che non abbiano le turbine a vapore.

Essa ci fornirebbe un motore rotativo diretto, senza trasformazioni di moto, senza forze di inerzia e momenti perturbatorii; un motore estremamente semplice, nel quale l'organo principale sarebbe un corpo rotante intorno ad un asse, senza valvole, senza complicazioni di organi distributori; un motore nel quale le resistenze di attrito sarebbero minime, e da cui sarebbe eliminato il bisogno di una circolazione d'acqua, o di altra lubrificazione fuorchè quella dei sopporti dell'albero motore; un motore infine capace di dare un grande lavoro sotto minimo volume e minimo peso, sì da raggiungere facilmente in casi eccezionali lo scopo che invano si è tentato raggiungere nei motori a stantuffo per l'aviazione di un kgr. di peso per cavallo.

Si aggiunga poi che il motore possederebbe quella elasticità di forza motrice che i motori a stantuffo non ci possono dare, sì da rendere inutile in qualunque applicazione il cambio di velocità, che la sua caratteristica sarebbe appunto l'altissima velocità di rotazione, e che l'impiego di combustibili liquidi scadenti e di poco prezzo non incontrerebbe a priori ostacolo alcuno.

In questa enumerazione vi è tanto che basta a giustificare l'interesse che suscita questo problema, certo fra i più interessanti nel campo dei motori a combustione veloci.

La turbina a gas ha oggi i suoi cultori specialmente intesi a creare con essa il motore ad un tempo potente e leggero per la navigazione aerea; ma non basta che sia concepito il congegno meccanico, occorre che il medesimo possa garantire un rendimento elevato. In queste condizioni è naturale che, se la soluzione del motore leggero verrà trovata, nessuna ragione si opporrà a che la turbina riceva tutte le altre applicazioni dello *sport* e delle industrie dove le minori esigenze sul peso creano difficoltà minori. Nè il problema del rendimento, estremamente interessante per gli impieghi industriali, può essere secondario in quelli dello *sport* e dell'aviazione; poichè, se il motore ruotante a forza viva richiederà troppo grande consumo di combustibile, il suo successo non potrà essere che effimero, e sarà illusorio anche il beneficio realizzato sul peso, poichè la maggior riserva di combustibile necessaria annullerà questo beneficio.

Il signor Dugald-Clerk si è occupato attentamente del problema delle turbine a gas; ma non ci sembra che i risultati da lui enunciati possano accettarsi per intero.

Ecco le conseguenze del suo studio:

1° Non si possono certo utilizzare in una turbina a gas le alte temperature sviluppate dalla combustione delle miscele gasose. Queste temperature, che sono d'ordinario di 1500° e possono salire a 2000°, se praticamente accettabili nei motori a gas a stantuffo in quanto, per ragione delle fasi del ciclo, vi durano solo per un tempo assai breve, non lo sono nelle turbine nelle quali il carattere distintivo è la continuità del flusso gasoso sotto alta temperatura. Occorre dunque abbassare la temperatura almeno a 700° e meglio al di sotto.

2° La necessità di abbassare la temperatura del gas conduce a trasformare l'energia *termica* in *cinetica* per espansione in un condotto analogo a quello delle turbine a vapore Laval. La miscela gasosa deve essere allora compressa in una camera di combustione a pareti refrattarie, e i gas combusti debbono sfuggire da questa per un condotto di forma conveniente onde agire in seguito sulle palette della turbina.

Questo genere di turbina, dice il signor Mathot, che si considera come la più pratica di quelle proposte (vedi appresso), esige perchè il rendimento ne sia soddisfacente: *a*) un compressore di buon rendimento, difficile a ottenersi perchè si deve ricorrere a un compressore rotativo; *b*) un condotto distributore che possa dar luogo all'espansione adiabatica dei prodotti di combustione; *c*) una ruota mobile di elevato rendimento.

Clerk calcola che per un buon risultato economico la compressione deve essere di almeno 10 atmosfere, e partendo dall'ipotesi che il rendimento della turbina sia di 80 % e quello del condotto distributore del 90 % si avrebbe un ricavo del 72 %. Calcolato poi il lavoro di compressione a 0,4 del lavoro effettivo totale con un rendimento di 0,90 si dovrebbe dal 72 % detrarre il 44,5 % ottenendosi così un rendimento globale della turbina del 27,5 %. E se si aggiungono le perdite di calore per irradiazione, per calore

asportato allo scarico, ecc., si arriverebbe, secondo Clerk, al 17 %, rendimento inferiore di $^1/_3$ o $^2/_5$ a quello di un motore a stantuffo.

Noi crediamo però che il calcolo esposto dal Clerk sia inesatto nel principio fondamentale. Perocchè se un motore a stantuffo si trattasse con lo stesso procedimento, il rendimento ne risulterebbe assai minore data la perdita enorme che si verifica per la circolazione e lo scarico. Sarebbe dunque illogico che delle ipotesi mal fondate ed inesatte avessero a creare ostacoli agli sforzi di coloro che si occupano di risolvere l'importante problema.

Certo che la soluzione di Clerk riconduce la turbina a gas al tipo Laval puro e semplice, e ci sembra perciò ben lontana dalla possibilità pratica di esecuzione anche per la velocità eccessiva della turbina.

Il problema della velocità, e del contemporaneo abbassamento di temperatura, si è cercato risolvere dal signor Reeve preconizzando l'impiego come fluido motore del vapor acqueo portato a temperatura alta col far avvenire la combustione di una miscela gasosa in mezzo a tal vapore. Ma oltre alle difficoltà pratiche di esecuzione, noi ritorniamo qui nel campo delle turbine miste a vapore ed a gas, ed il problema se può avere interesse per le applicazioni industriali, non lo ha per quelle in cui si richiede il motore potente e leggero.

2. **Esame critico delle diverse difficoltà che ostacolano la creazione delle turbine, e modo di ovviarvi.** — Ciò premesso, esaminiamo separatamente le tre difficoltà che ostacolano la soluzione del problema di una turbina a gas:

1° Sia che si adotti il ciclo ad esplosione, sia che si adotti quello a combustione, la miscela combustibile deve essere preventivamente compressa, ad un grado di compressione, che per l'eguaglianza approssimata dei rendimenti, dovrà essere maggiore pel ciclo a combustione che non per quello ad esplosione. Quando si vogliano usare combustibili liquidi scadenti è necessario comprimere e polverizzare il liquido separatamente nell'aria compressa, e tale sistema deve essere preferito anche colla benzina e col gas. Ma trattandosi di liquido combustibile, e di questo ci occupiamo ora, la pompa di compressione ha volume assai ridotto. Occorre però una pompa per comprimere l'aria e precisamente per portarla ad una compressione di almeno 4-6 atmosfere se si impiega il ciclo ad esplosione ed a 10-20 atmosfere se si impiega quello a combustione. Il rendimento cresce colla compressione e se si volesse giungere al limite adottato da Diesel si dovrebbe salire a 30 e più atmosfere. Ma noi non vogliamo complicare la già difficile soluzione del problema; le turbine hanno possibilità di fornire rendimenti eguali e superiori al Diesel senza voler gareggiare colle elevate compressioni di questo. D'altra parte se i primi risultati non fossero migliori di quelli degli attuali motori a benzina ciò basterebbe, se si unisce loro il fatto economico dell'impiego di un combustibile liquido (l'olio pesante) che costa $^1/_5$ ed $^1/_4$ della benzina.

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

La necessità di una pompa di compressione è un grave inconveniente; essa non è neppure un apparato trascurabile. Per un motore di 40 cavalli effettivi da $^1/_3$ a $^1/_4$ del lavoro totale è assorbito dalla pompa nei motori a stantuffo, e poichè la quantità d'aria compressa a pari forza è eguale anche in questi, vedesi che la pompa richiede un lavoro di 16 a 20 cavalli. Se si ricorre ad una pompa a stantuffo si potrà cercare di renderne le dimensioni piccole quanto possibile per mezzo di un grande numero di giri, il che non presenta serie difficoltà se si comprime alle pressioni limitate di 4 a 6 atmosfere, ma le difficoltà crescono se si comprime a pressioni maggiori. In ogni caso si introduce nel meccanismo un organo con bielle e manovelle, alterando il concetto e la uniformità del movimento rotativo che dovrebbe potersi conservare come caratteristico di tutta la macchina. Pompe rotative a forza viva capaci di dare pressioni così elevate non ne esistono; e le stesse pompe a pressione a stantuffo rotativo non sono evidentemente in grado di tollerare differenze di pressione tra le due capacità d'aspirazione e di compressione che superino le 3-4 atmosfere.

D'altra parte siccome la presenza di questo meccanismo è indispensabile, ed è opportuno conservare all'insieme della macchina il movimento rotatorio di tutti i suoi organi, siccome le pompe rotative consentono un numero di giri maggiore delle pompe a stantuffo, potendosi così ottenere anche una riduzione di volume, è lecito supporre che questo tipo sia preferibile nella speciale applicazione che ci occupa, da adoperarsi semplice per le pressioni limitate e multiplo a compressione graduale per le pressioni maggiori.

2° La seconda difficoltà è quella dell'elevata pressione del fluido, la quale se trasformata interamente in velocità fa sì che il prodotto di combustione investa la turbina con velocità così forte da dare origine a una velocità periferica troppo elevata e quindi ad un numero di giri praticamente inaccettabile.

Infatti se adottasi il ciclo ad esplosione comprimendo a 4-6 atmosfere otterremo una pressione esplosiva di 18-22 atmosfere in media 20, e se adottasi quello a combustione sarà pur conveniente comprimere a 15-20. Ma limitiamoci pure a considerare nei due casi una pressione massima di 18 atmosfere.

Le formule che danno la velocità del gas all'uscita da un recipiente sotto questa condizione sono assai incerte sembrando che la differenza di pressione che stabilisce il carico per la velocità non sia mai superiore a metà della pressione massima. Comunque anche nel caso più sfavorevole sotto questa pressione la velocità supererebbe i 1200 metri al secondo.

Or se si considera la turbina ad azione o la turbina a reazione (ove la metà del carico si adopera per reazione) la velocità periferica sarebbe superiore ai 600 metri al 1″, il che, ammesso per la turbina un diametro di m. 0,50, darebbe origine ad un numero di giri determinato dalla relazione

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi d} = \sim 23000$$

velocità evidentemente eccessiva, da non potersi ammettere se non coi rimedi proposti da Laval per le sue turbine a vapore, e che in ogni caso, oltre all'includere delle gravi difficoltà di costruzione, darebbe luogo a gravi complicazioni costruttive. Aggiungasi che il rendimento di queste turbine è sempre stato deficiente, per la incompleta trasformazione della forza viva del fluido in lavoro.

Il rimedio, come si sa, è stato trovato nelle turbine a vapore coll'uso delle turbine multiple sia funzionanti a reazione (tipo Parson), sia funzionanti ad azione (tipo Curtis e simili) frazionando il salto totale di pressione su un numero assai grande di turbine nel Parson e su un numero minore nel Curtis e derivati. Lo stesso deve farsi nelle turbine a gas. Ma sia che si adotti l'un sistema e l'altro, il numero delle singole turbine e cioè il grado di frazionamento del salto di pressione dovrebbe essere maggiore nella turbina a gas che non in quella a vapore, e ciò, nonchè alleggerire la costruzione, la renderebbe più pesante, se si vuole ottenere una riduzione conveniente del numero dei giri, e contemporaneamente un buon rendimento della macchina.

Dove si abbia di mira la leggerezza bisognerà tener presente che il tipo Parson, pure avendo un rendimento migliore, sarebbe meno adatto del Curtis.

3° Comunque, si speri di adottare l'una o l'altra forma di funzionamento, la terza difficoltà è quella della temperatura elevata al momento della combustione o della esplosione, la quale agisce direttamente sugli organi del motore e specie su quelli sottili formanti le palette del distributore e della ruota mobile, producendo su di essi l'effetto della deformazione ed anche del consumo per ossidazione. Gli organi mobili non essendo a contatto, la circolazione d'acqua che volesse adottarsi non produrrebbe effetto, tanto più che le direttrici del distributore e le palette della ruota mobile restano all'interno, fuori della possibile influenza di ogni azione raffreddante. L'uso della circolazione corrisponderebbe a un effetto in gran parte inutile, poichè essa non è meccanicamente necessaria non essendovi organi a contatto sfreganti di cui si debba assicurare la lubrificazione; d'altra parte la sua soppressione significa un gran vantaggio nel rendimento termico. Ma perchè tale vantaggio sia possibile bisogna evitare il pericolo accennato di torcere e bruciare le direttrici e le palette.

Ora il rimedio che sembra più efficace e che, mentre risolve queste difficoltà, risolve ad un tempo le altre dell'eccesso di pressione e di velocità, è certamente quello di mescolare alla miscela dopo la sua combustione e la sua esplosione, e prima che essa abbia raggiunto il distributore della turbina, una massa d'aria così calcolata che la pressione e la temperatura della miscela discendano ai limiti praticamente convenienti. Ciò si riduce in ultima analisi nell'effettuare la seguente trasformazione.

Data una massa m_1 di prodotti di combustione alla temperatura assoluta T_1 e pressione p_1, aggiungervi una massa d'aria m_2 alla pressione

atmosferica p_2 e alla temperatura assoluta atmosferica T_2, sì che la massa finale $m_1 + m_2$ ridotta alla temperatura T_3 intermedia fra T_1 e T_2 e alla pressione p_3 intermedia fra p_1 e p_2 possegga un'energia cinetica

$$\frac{m_1 + m_2}{2} v_3^2 = \frac{1}{2} m_1 v_1^2$$

se v_1 e v_3 sono le velocità che corrispondono alle pressioni p_1 p_3 nelle condizioni dette.

Se tal modo di operare fosse possibile non si avrebbe alcuna perdita di energia, la pressione p_3 discenderebbe ad un limite da cui risulterebbero pel motore velocità pratiche senza moltiplicare le turbine, e la temperatura massima al momento di investire il distributore e la ruota mobile sarebbe in quei limiti che, senza raffreddamento, ne assicurerebbe la conservazione.

Neppure il rendimento termico sembra dover subire in questa trasformazione sensibili mutamenti. Si dice, giustamente, che il rendimento termico assoluto migliora col crescere della temperatura massima del ciclo; ma il decrescere della temperatura massima non lo peggiora se contemporaneamente si abbassa la temperatura minima.

Posto infatti, come avviene negli ordinari motori a combustione ed esplosione, che sia T_1 (temp. massima) $= 1400 + 273$ e T_2 (temp. minima) $= 700 + 273$, mentre che nella turbina quale noi l'abbiamo concepita col supplemento d'aria di diluizione si avesse $T_1 = 450 + 273$ e $T_2 = 120 + 273$, sarebbe nel 1° caso il rendimento teorico

$$\eta_1 = \frac{(1400 + 273) - (700 + 273)}{1400 + 273} = 0{,}42$$

e nel secondo

$$\eta_2 = \frac{(450 + 273) - (120 + 273)}{450 + 273} = 0{,}45;$$

da cui si desume che potendo assicurare allo scarico una temperatura conveniente, il rendimento termico può aumentare.

3. Calcolazioni relative alle turbine a gas. — Questi sono i principii secondo i quali sarebbe, a nostro giudizio, possibile la creazione della turbina a gas, ed è su di essi e sulla loro attuazione e sulla loro traduzione in un meccanismo motore che è fondato il brevetto relativo.

Noi abbiamo creduto enunciarli in via generale prima di procedere oltre nello studio del meccanismo secondo la forma da noi studiata, per sottoporli, colla pubblicità di quest'opera, all'esame dei competenti. Forse altri potrà trovare via diversa per giungere alla soluzione di identico problema; dalla possibilità di una soluzione pratica scaturiscono spesso altre idee che la migliorano e la perfezionano. Certamente l'argomento è di alto interesse per l'industria e per lo sport.

Riassumendo i principii esposti vedesi che noi intendiamo produrre la combustione di un combustibile liquido (vaporizzato o polverizzato in miscela coll'aria sotto pressione) entro un recipiente adatto, e di avviare il prodotto di combustione alla turbina in modo che esso trascini con sè una massa d'aria tale che la pressione della massa totale formata dal fumo e dall'aria ne risulti convenientemente ridotta, e ne venga ridotta in pari tempo la temperatura.

Sarà preferibile che la combustione avvenga a volume costante od a pressione costante? Noi propendiamo per la seconda trasformazione perchè è facile arguire come essa ci consente un congegno più semplice e la continuità del funzionamento.

Se la combustione si facesse a volume costante, provocando l'esplosione di una camera di capacità definita, noi saremmo costretti a comprimere la miscela in questa capacità chiusa, farvela esplodere dopo aver tolto ogni comunicazione coll'esterno, e, dopo l'esplosione, aprire alla turbina il passaggio dei prodotti di combustione. Onde un funzionamento intermittente, il quale obbligherebbe ad una certa complicazione di organi distributori; che, se la intermittenza volesse ridursi col disporre di due o più camere di esplosione agenti successivamente, la complicazione meccanica risulterebbe ancora maggiore.

Non è escluso tuttavia che questo sistema possa trovare applicazione, e forse all'atto pratico essere giudicato preferibile; se gli impulsi si succedono con grande frequenza, il che è sempre possibile, la intermittenza si confonde colla continuità; si potrebbero del resto adottare due camere di esplosione a funzionamento alternato, con che la continuità dell'impulso potrebbe ritenersi praticamente assicurata.

Diverso è il caso se si ricorre alla combustione a pressione costante. Allora nella camera di combustione affluiscono in modo continuo il getto di aria in pressione e quello di combustibile polverizzato, e il prodotto di combustione generato a sua volta in modo continuo passa alla turbina. La continuità del funzionamento, come rende uniforme sulla turbina lo sforzo motore, evita anche la presenza di organi distributori.

In linea teorica lo svolgimento dei fenomeni dovrebbe avvenire nel modo che indica la figura 305, e cioè il volume iniziale di miscela generato nell'unità di tempo v compresso alla pressione p_1 viene bruciato alla pressione costante p_1 per modo che esso diviene v_1. Nelle condizioni normali in un motore a stantuffo esso si espande fino al volume finale v_1^1 la pressione abbassandosi secondo la curva di espansione $b\,c$.

Se al volume v_1 alla pressione p_1 si aggiunge un volume d'aria determinato alla pressione atmosferica, sicchè il volume totale divenga v_2 alla pressione p_2, purchè si abbia:

$$p_1\,v_1 = p_2\,v_2,$$

nulla si sarà perduto dell'energia disponibile; la diminuzione di pressione sarà accompagnata dall'aumento di volume, e la curva successiva di

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

espansione darebbe luogo al volume finale v_2^1 riducendosi la pressione alla atmosferica.

Che questo modo di diluizione della miscela possa avvenire senza perdita di energia è problema cui solo l'esperienza può dare risposta precisa; in quanto che, se nei riguardi puramente meccanici ciò sembra indubbio, l'intervento di fenomeni termici può avere una influenza difficilmente apprezzabile a priori.

In una motrice a stantuffo tal metodo (che del resto non è nuovo dappoichè le miscele combustibili sono sempre diluite con eccesso di aria) darebbe luogo ad un grande aumento nelle dimensioni del cilindro con

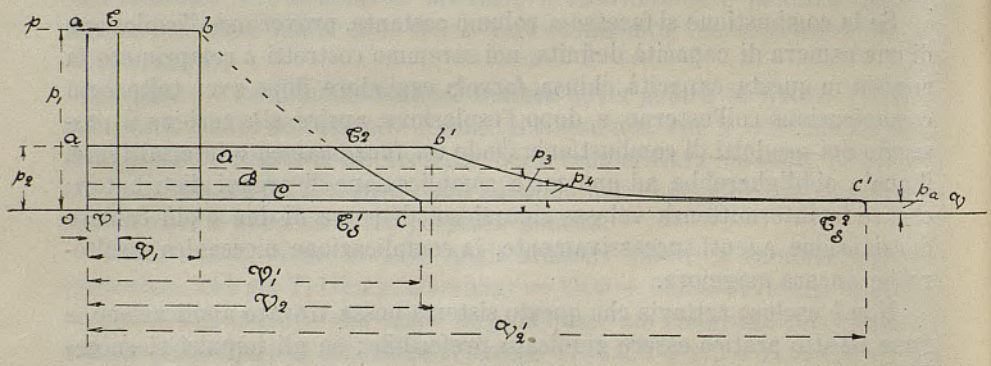


Fig. 305.

grave danno del rendimento. Inconveniente che non si verifica nel caso di una turbina, la quale corregge anzi per tal modo il difetto di dimensioni troppo piccole.

Nello stesso tempo la temperatura T_1 si riduce alla temperatura sensibilmente minore T_2, ma è facile provare che la temperatura finale di scarico T_s^1 nel caso di espansione $b\,c$, è assai maggiore della T_s^2 nel caso di espansione $b'\,c'$.

Se ora frazioniamo su tre turbine il salto totale di pressione e cioè la forza viva cui esso può dare origine, ognuna di queste utilizzerebbe nell'unità di tempo il lavoro A, B, C.

Ma nel caso di turbine di azione, come è quello che ci interessa per la speciale applicazione, l'energia di pressione si deve considerare come energia cinetica di forza viva.

Se p_2 è la pressione di ammissione alla prima turbina, se γ_2 è la densità del fluido a p_2 e V la velocità che il fluido può assumere per effetto della pressione p_2, il lavoro teorico al secondo, se riteniamo che i volumi suindicati sieno volumi al 1″, è:

$$\frac{(v_2\,\gamma_2)}{g}\cdot\frac{V_2}{2}.$$

Questo lavoro va diminuito della forza viva che corrisponde alla velocità assoluta con cui il gas si scarica dalla turbina. Ma l'utilizzazione dell'energia di forza viva in questa forma non è praticamente possibile per l'eccesso di velocità che ne risulterebbe, e perchè si ritiene che la velocità di un fluido gasoso non superi quella che corrisponderebbe ad un rapporto tra la pressione esterna p_a (l'atmosferica) e l'interna p_2 maggiore di 0,53; onde non sarebbe possibile, in tale forma, l'utilizzazione diretta e completa dell'energia.

Ecco perchè si è costretti a ricorrere al frazionamento del carico disponibile su un determinato numero di turbine, facendo sì che il numero delle turbine consenta di non eccedere nei rapporti tra le successive pressioni $\frac{p_3}{p_2}$ e $\frac{p_4}{p_3}$ e $\frac{p_a}{p_4}$ (p_a pressione atmosferica) il valore di 0,53.

Se alle differenze $p_2 - p_3$, $p_3 - p_4$, $p_4 - p_a$ corrispondono le velocità W_2 W_3 W_4 il lavoro utilizzato sarà:

$$\left(\frac{v_2 \gamma_2}{g}\right) \cdot \left\{ \frac{W_2^2 + W_3^2 + W_4^2}{2} \right\}$$

Supponiamo di fare dunque:

$$p_a = \alpha\, p_4 \qquad p_4 = \alpha\, p_3 \qquad p_3 = \alpha\, p_2$$

poichè $p_a = 1$ atm. si avrebbe, per $\alpha = 0{,}60$

$$p_4 = 1{,}7 \qquad p_3 = 2{,}8 \qquad p_2 = 4{,}7$$

e per $\alpha = 0{,}70$ si avrebbe:

$$p_4 = 1{,}40 \qquad p_3 = 2 \qquad p_2 = 3.$$

Quando dunque sia fissato il numero delle turbine non è arbitrario il valore della pressione massima, scelto il coefficiente α, che in ogni caso non può essere minore di 0,53.

Si dovrà dunque fissare prima α, poi il numero delle turbine, quindi si troverà p_2. Il numero delle turbine, con un conveniente valore di p_2, può limitarsi da 3 a 6.

In base a tal valore, col diagramma precedente e colla relazione $p_1 v_1 = p_2 v_2$, si potrà determinare la quantità di aria da aggiungere al prodotto di combustione per ottenere la pressione p_2 così determinata. E cioè, ottenuto il volume v_2 si avrà il volume d'aria $v_2 - v_1$ alla pressione p_2 e quindi facilmente il volume corrispondente della stessa alla pressione atmosferica, volume che deve appunto desumersi dall'atmosfera.

Come si procederà alla determinazione degli elementi p_1, v_1? Per questo occorre conoscere in primo luogo il lavoro che la motrice deve sviluppare, ed in secondo luogo conoscere il grado di compressione p_1 che si fissa arbitrariamente, secondo quanto si ritiene opportuno.

Essendo noto il lavoro che si deve sviluppare si può ritenere noto il consumo di combustibile P occorrente il quale corrisponda ad un buon

Questo documento è stato
scaricato GRATUITAMENTE
Da www.iw1axr.eu/auto.htm

Questo documento è stato
scaricato GRATUITAMENTE
Da www.iw1axr.eu/auto.htm

Questo documento è stato
scaricato GRATUITAMENTE
Da www.iw1axr.eu/auto.htm

Questo documento è stato
scaricato GRATUITAMENTE
Da www.iw1axr.eu/auto.htm

rendimento nell'unità di tempo, consumo che si può richiedere per un combustibile liquido non superiore a 250-350 grammi per cavallo-ora dalle grandi alle piccole forze.

Risultano quindi anche (v. tabella a pag. 38) le quantità di aria necessaria alla completa combustione, onde il peso totale G della miscela, ed il suo volume alla pressione atmosferica, V_a. La curva di compressione è politropica, rappresentata dall'equazione $p\,v^x = \text{cost.}$ e la temperatura assoluta di compressione T_c sarà data da

$$T_c = T_a \left(\frac{p_1}{p_a}\right)^{\frac{x-1}{x}}.$$

Il volume V della camera di compressione (che qui ha un significato puramente teorico) sarà:

$$V = V_a \cdot \left(\frac{p_a}{p_1}\right)^{\frac{1}{x}} = V_a \cdot \left(\frac{T_a}{T_c}\right)^{\frac{1}{x-1}}$$

e dalla $p\,v = R\,T\,G$ si ricava

$$T_c = \frac{p_1\,v}{G \cdot R} \qquad \text{e} \qquad v = \frac{T_c\,G \cdot R}{p_1}.$$

Ci resta dunque a determinare il valore di v_1 e T_1 volume e temperatura dopo la combustione della miscela. Ora

$$T_1 = T_c + \frac{Q}{c_p \cdot G}$$

essendo Q la quantità di calore prodotta dalla combustione, facilmente determinabile colla conoscenza del potere calorifico del combustibile impiegato, e di c_p calore specifico a pressione costante.

Di qui risulta il valore di v_1, volume assunto dopo combustione (vedi il diagramma)

$$v_1 = v \cdot \frac{T_1}{T_c};$$

siamo così giunti a determinare il volume v_1 della miscela alla pressione p_1 dopo combustione e la pressione p_2 massima di ammissione sulla turbina.

Per passare da p_1 a p_2 la quantità di aria addizionale risulta dal diagramma, quando sia fissata la legge di compressione dalla pressione atmosferica a p_2 per modo che il volume d'aria $v_2^1 - v_1$ a p_a diventi a p_2 il volume $v_2 - v_1$.

Questa determinazione è abbastanza semplice perchè occorra spendervi ulteriori parole.

Ma in qual modo è possibile che il prodotto di combustione al volume v_1 e alla pressione p_1 assorba dall'atmosfera il volume d'aria $v_2^1 - v_1$ e lo porti al volume $v_2 - v_1$ e alla pressione p_2 riducendosi esso stesso a tale pressione? Ciò è possibile facendo agire il getto di gas $v_1\,p_1$ come agisce il vapore in un iniettore ordinario (fig. 306). La camera di combustione *a* fornisce alla bocca *o* il getto ad una velocità che corrisponde al carico, e se

la trasformazione completa per passare da p_1 a p_2 non è possibile con un getto unico, lo sarà certamente con un getto multiplo. L'azione aspirante di tal getto introduce così dalle aperture della capsula che inviluppa l'iniettore la massa d'aria che si mescola al prodotto di combustione e ne abbassa la temperatura.

Con quale norma si determina la temperatura finale T_2? Il problema non è facile a risolvere, ma si può ritenere in via approssimata, detto G_a il peso d'aria aspirata nell'unità di tempo, che sia

$$T_2 = \frac{G \cdot c_v T_1 + G_a \cdot c'_v T_a}{G c_v + G_a c'_v};$$

abbassamento quindi notevole di temperatura, che permette la conservazione delle palette, ed uno scarico a temperatura di poco superiore a quella dell'atmosfera.

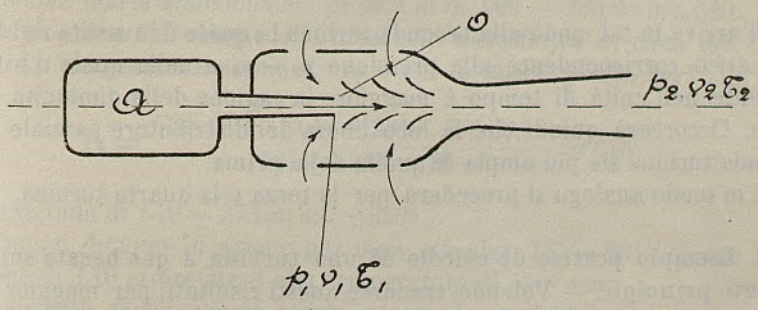


Fig. 306.

Non resterebbe, a completare le indicazioni circa la soluzione da noi proposta pel problema delle turbine a gas, che dare qualche cenno sul calcolo delle turbine.

Avuta la massa di fluido $G + G_a$ occupante il volume v_2 alla pressione p_2 dovremo determinare in primo luogo con quale velocità assoluta di arrivo esso investa la ruota mobile della prima turbina.

Questa velocità di efflusso dal primo distributore ha l'espressione:

$$w_2 = 1{,}85 \sqrt{2g \cdot \frac{p_2}{\gamma_1} \left(1 - \frac{p_3}{p_2}\right)^{0{,}29}}$$

e poichè il volume v_2 è noto, la sezione di efflusso A dal distributore risulterà della

$$v_2 = \mu \cdot A \cdot w_2$$

che serve a determinare l'ampiezza del distributore. Essa sarà tale che la turbina diviene, non volendo oltrepassare un dato numero di giri, una turbine parziale, ed in ogni caso si provvederà a renderla parziale con opportuno diametro D della ruota mobile.

Il tracciamento delle palette della ruota mobile si farà colle regole delle turbine d'azione limite tracciando il prg. (fig. 307) nel quale la velocità assoluta di arrivo w_2 inclinata del piccolo angolo α, si decompone pel massimo effetto nella velocità periferica $\frac{w_2}{2 \cos \alpha}$ determinando così il valore di u che dà la direzione del primo elemento di paletta; l'ultimo elemento si traccia colle stesse norme delle turbine a vapore per ottenere che la velocità assoluta di scarico sia possibilmente nulla.

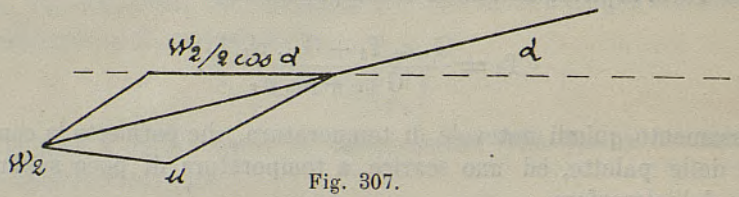


Fig. 307.

Si arriva in tal modo alla seconda turbina la quale è investita dal fluido col carico corrispondente alla pressione $p_3 - p_4$ e nella quale il volume effluente nell'unità di tempo è maggiore in ragione della diminuita pressione. Occorrerà quindi che la luce libera del distributore parziale della seconda turbina sia più ampia di quella della prima.

E in modo analogo si procederà per la terza e la quarta turbina.

4. Esempio pratico di calcolo di una turbina a gas basata sui precedenti principii. — Volendo tradurre questi risultati, per maggior chiarezza, in un esempio pratico, si stabiliscano i seguenti dati.

Intendasi costruire una turbina a petrolio capace di sviluppare il lavoro di 100 cavalli. Si fissi un consumo massimo di 350 grammi di idrocarburo, consumo che corrisponde a quello delle buone macchine a stantuffo, e che deve anzi essere di fatto assai minore. Calcolato a 20 chg. il peso d'aria occorrente per chg. di petrolio alla completa combustione, il peso della miscela per 100 cavalli e per ora sarà di

$$G = (0{,}35 + 0{,}35 \times 20)\ 100 = \text{chg.-ora } 735;$$

questi corrispondono alla pressione atmosferica a mc. circa $570 = V_a$. Posto che la compressione e cioè la pressione massima del ciclo si limiti a 10 atmosfere, dato riconosciuto ancora conveniente per un buon rendimento, e che tal compressione sia politropica ad esponente 1,30, il volume totale si riduce a circa $^1/_{7{,}35}$ di V_a; onde, dopo compressione, la quantità di miscela oraria sarà $\frac{735}{7{,}35} = 100$ circa, e la temperatura assoluta di compressione sarà $T_c = 750°$ (v. tabella a pag. 22).

Dopo combustione la temperatura assoluta diviene

$$T_1 = 750° + \frac{350.000}{0{,}32 \times 735} = 2150°;$$

sicchè il volume risulta aumentato secondo l'espressione a

$$100 \cdot \frac{2150}{750} = \text{mc. ora} \sim 280$$

alla pressione di 10 atmosfere.

Fissato il rapporto tra le pressioni nelle varie turbine ad $\alpha = 0{,}80$ e il numero di 5 turbine si ha:

$$p_6 = \text{atm. } 1{,}25 \quad p_5 = 1{,}57 \quad p_4 = 2 \quad p_3 = 2{,}50 \quad p_2 = 3{,}10.$$

Si avrà quindi:

$$v_2 = \frac{10.280}{3{,}10} = \text{mc. } 903 \sim 900.$$

E il volume d'aria addizionale a p_2 sarà di m. 900 — 280 = mc. 620. Può dunque ritenersi tal volume alla pressione atmosferica di circa mc. 1800 all'ora. La temperatura assoluta finale che la massa gasosa avrà alla fine sarà:

$$T_2 = \frac{735 \cdot 2150 \cdot 0{,}16 + 2340 \cdot 290 \cdot 0{,}16}{(735 + 2340)\ 0{,}16} = 610^\circ$$

e la centigrada di 610 — 273 = 337 ~ 350°.

Si hanno dunque in azione per ogni ora chg. 735 + 2340 di gas alla pressione di 3,10 atmosfere e alla temperatura di 350° cent.

La velocità di cui questa massa gasosa è suscettibile in seguito alle differenze di pressione $p_2 - p_3$, $p_3 - p_4$, ecc., è per la prima turbina

$$w = 8{,}21 \sqrt{\frac{31.000}{\gamma_2}\left(1 - \frac{2{,}50}{3{,}10}\right)^{0{,}29}}$$

γ_2 densità alla pressione 3,1. Ritenuto che il rapporto $\frac{p}{\gamma}$ sia costante = 9000, come è costante il valore

$$\left(\frac{p_x}{p_{x-1}}\right)^{0{,}29} = 0{,}937,$$

i valori di w_2, w_3, w_4, w_5, w_6 sono eguali fra loro. Si ha quindi

$$w_2 = w_3 \ldots\ldots = w_6 = 185.$$

La sezione di efflusso A dal distributore sarà:

$$\frac{900}{3600} = 0{,}90 \cdot A \cdot 185$$

$$A = \text{mq. } 0{,}0015 \text{ circa}$$

per lo sviluppo di 100 cavalli.

Fissato a m. 0,60 il diametro medio del distributore e la velocità periferica a $\frac{185}{2}$ = m. 92 si ottiene il numero di giri colla

$$n = \frac{60 \times 92}{3{,}14 \times 0{,}6} = 2900 \text{ circa.}$$

Nulla impedisce di diminuire questo numero, col portare le turbine a 6 od 8 col diminuire la pressione p_2, riducendo anche, se occorre, p_1.

Il calcolo dei successivi distributori segue allo stesso modo tenendo conto dei nuovi volumi che risultano in base alla scemata pressione.

Noi non abbiamo inteso qui di svolgere in modo completo il calcolo di una turbina a gas; ma soltanto di accennare ai criteri coi quali tale calcolo si può completare.

Non crediamo di prolungare di più il nostro studio sulle turbine a gas, o a petrolio, bastandoci aver dato indicazione sommaria del modo secondo il quale, a nostro avviso, il problema può ricevere una soluzione confortata dal calcolo.

5. Schema della disposizione della turbina a gas in base ai principii precedenti. — Ci resta soltanto ad indicare come si possa tradurre in un congegno meccanico l'insieme delle disposizioni ora accennate. Ciò risulta dallo schema delle figure 308[1-2], nelle quali le lettere hanno il seguente significato:

Sull'asse O O sostenuto da sopporti a sfere portanti e di spinta sono montate, racchiuse in una capsula, le turbine parziali 1, 2, 3, 4. L'asse stesso comanda la pompa rotativa tripla a gradini M la quale genera l'aria compressa alla pressione massima possibile; quest'aria passa nel serbatoio P e quindi alla camera di combustione C. Una presa speciale nel serbatoio di combustibile S (benzina, petrolio, olio pesante) serve a introdurre nella camera C il getto di combustibile polverizzato (benzina, petrolio, olio pesante). A tale scopo serve la pompa rotativa *m*, che aspirando da P comprime sovra il livello del combustibile liquido o dell'aria a pressione alquanto maggiore di quella che è raccolta in P.

La combustione in C della miscela di aria e liquido polverizzato deve avvenire nei primi istanti o con accenditore elettrico, o riscaldando C; dopo breve periodo di lavoro la camera A è rovente e la combustione segue continua senza intervento di accenditore. Il prodotto di combustione a pressione costante esce per l'iniettore multiplo T, aspirando l'aria esterna sicchè nella camera F si forma la miscela di fumo ed aria a bassa pressione e temperatura, la quale è ammessa per due o più distributori simmetrici D alla prima turbina.

Certamente il meccanismo così concepito presenta il massimo grado di semplicità; e gli organi meccanici mobili del motore, oltre che ridotti alla forma più rudimentale, sono in numero assai limitato. Meccanicamente

nessuna difficoltà speciale si offre fuorchè nello studio dei compressori rotativi a compressione graduale; ma la gradualità della compressione elimina molte delle difficoltà che si potrebbero prevedere.

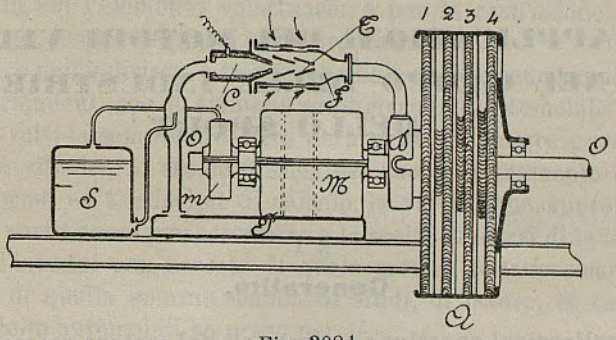


Fig. 308[1].

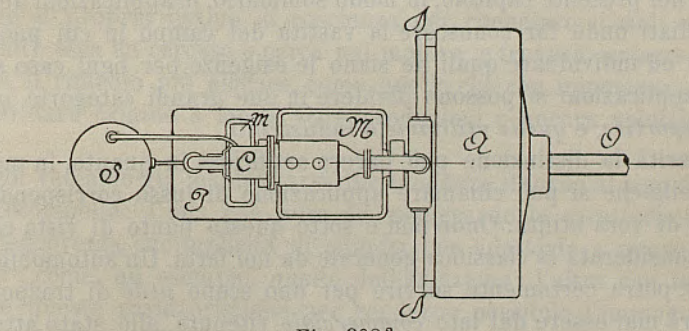


Fig. 308[2].

Speriamo quindi di aver portato alla soluzione di questo importante problema delle turbine a combustione un contingente non inutile, che o potrà costituire per se stesso una soluzione definitiva, o potrà tracciare la via per giungervi con una certa sicurezza.

CAPITOLO XVI.

LE APPLICAZIONI DEI MOTORI VELOCI NEL CAMPO DELLE INDUSTRIE E DELLO SPORT

§ 1.

Generalità.

1. **Le applicazioni sportive e industriali del motore veloce.** — Esamineremo nel presente capitolo, in modo sommario, le applicazioni dei motori ora studiati onde far conoscere la vastità del campo in cui può farsene impiego ed individuare quali ne siano le esigenze per ogni caso speciale.

Le applicazioni si possono dividere in due grandi categorie, *quelle di lusso* o *sportive*, e *quelle utilitarie* o *industriali*.

In verità la distinzione può parere artificiosa in quanto, in moltissimi casi, quella che si può chiamare applicazione di lusso corrisponde ad un impiego di vera utilità. Onde non è sotto questo punto di vista che deve essere considerata la classifica generale da noi fatta. Un'automobile, anche da *sport*, potrà certamente servire per uno scopo *utile* di trasporto; ma non potrà mai essere dal lato *commerciale* ritenuta, allo stato attuale, sia per le condizioni di esercizio che per i caratteri della costruzione, capace di lottare economicamente con altri mezzi di trasporto delle persone. Onde il suo uso dipende dall'apprezzamento di altri coefficienti che appartengono alla categoria dello *sport*, del turismo, ecc., e tutti di carattere particolarmente voluttuario. Lo stesso può dirsi per la navigazione aerea, lo stesso può dirsi per la navigazione acquea se fatta con canotti automobili mossi a benzina, e così via.

Gli impieghi voluttuari sono stati i primi cui ha dato origine l'invenzione del motore veloce; ed è stata fortuna per la sua rapida diffusione; perocchè l'uomo è altrettanto sollecito ad adottare ciò che gli rappresenta un godimento diretto, per quanto costoso, quanto è lento e sospettoso nello adottare i progressi che si riflettono sulla sua produzione industriale ed agricola.

L'automobile ha avuto il grande merito ed il grande vantaggio di interessare la parte più doviziosa della popolazione; la quale, di fronte al godimento nuovo della libertà, comodità e velocità dei trasporti che il nuovo congegno le offriva, non ha lesinato i sacrifici, ed ha offerto alle fabbriche il mezzo di perfezionare la macchina, e specie il motore, coi grandi utili che

loro ha permesso. Evidentemente ciò doveva creare, come ha creato, uno sviluppo artificioso dell'industria delle automobili, tale, cioè, che, passato il primo periodo di slancio spontaneo e quasi irriflessivo della clientela, doveva poi generare una crisi derivante da un eccesso e da una forma di produzione in cui l'elemento voluttuario, e per la costruzione e pel tipo delle macchine, tendeva sempre più a predominare.

Ma l'errore nell'indirizzo, e la crisi che ne è seguìta, non hanno distrutto i benefizi permanenti che lo sviluppo prodigioso dell'automobile ha creato. Massimo fra tutti la sempre cresciuta perfezione del motore a grande velocità ed a più cilindri, lo studio pratico del suo funzionamento che ne ha fissato le norme ed i principii di calcolo, la valutazione appropriata dei materiali in parte nuovi per costruirlo e la scelta di mezzi di lavoro di perfezione per l'innanzi non cercata. Il quale motore rimane come il frutto più squisito di quella enorme somma di studi, di lavoro, di capitali che l'industria delle automobili ha preso per sè.

Di modo che, sopravvenuto il periodo nel quale l'industria ha dovuto cominciare il proprio esame di coscienza per rimediare ai mali da essa stessa creati, essa ha cercato e cerca nel motore, e troverà certamente nel medesimo, il rimedio più efficace, come quello che con opportuni adattamenti può dare origine a molte altre produzioni o ancora voluttuarie, o utilitarie.

Così noi vediamo già manifestarsi due tendenze intorno al tipo del motore di automobile: l'una che mira ad esagerarne le caratteristiche di velocità, leggerezza, molteplicità di cilindri, per adattarlo a nuove forme dello *sport*, come, ad esempio, quelle dell'aviazione; l'altra che tende a temperare queste caratteristiche per renderne possibile l'impiego nelle industrie, e formare del nuovo motore il pericoloso e vittorioso concorrente alle altre forme di forza motrice in uso.

Il precisare queste condizioni, il fissare gli elementi di queste possibili trasformazioni, è stato l'obbietto principale di questa nostra opera, nello studio fatto sin qui sulla macchina in generale e sui suoi organi.

Il capitolo attuale completa, come naturale conseguenza, le nozioni precedenti, e determina il modo ed il limite delle applicazioni che allo stato attuale il motore può sicuramente occupare.

2. **Classificazione.** — Noi esamineremo le applicazioni medesime nell'ordine seguente:

1° *Motori destinati ai trasporti terrestri:*

a) automobili ordinarie per trasporto di persone a scopo di turismo, *sport*, ecc.;

b) automobili destinate a scopo industriale ed utilitario per trasporto di merci e persone (vetture per servizi pubblici, omnibus, camions, veicoli speciali, ecc.).

2° *Motori destinati ai trasporti acquei (navigazione)*:

a) canotti automobili per *sport* e turismo;

b) applicazioni alla navigazione fluviale e marittima per scopo industriale.

3° *Motori destinati all'industria macchinofattrice ed agricola:*

a) impianti di motori fissi;

b) motori locomobili e semifissi;

c) motori automobili;

d) motori intesi ad applicazioni diverse.

4° *Motori destinati ai trasporti aerei (dirigibili ed aeroplani).*

§ 2.
L'automobile terrestre.

1. **Calcolo della forza motrice occorrente pel servizio di una automobile.** — Il primo elemento che importa determinare è la *potenzialità* del motore occorrente per un determinato trasporto. Questo computo preliminare si deve fare in base alle resistenze che il veicolo deve superare.

Cotali resistenze sono di doppio ordine: 1° *costanti*, e cioè agenti in modo permanente nel funzionamento d'un veicolo; 2° *intermittenti* od *occasionali*.

Classifichiamo tra le prime la resistenza al rotolamento (R_1), quella dell'aria (R_2) e quella dovuta alla pendenza del terreno (R_3). Il fatto di una strada in piano è infatti eccezionale; d'altra parte non si può escludere dal computo della forza l'elemento che vi influisce nella più forte misura. Nell'acquisto di un veicolo a motore è anzi considerata come condizione precipua che esso sia atto a superare pendenze determinate.

Classifichiamo invece tra le seconde le resistenze dovute alle curve e quelle necessarie all'avviamento. Nel calcolo del lavoro necessario queste non si considerano, dappoichè la quota di energia che esse richiedono si ottiene abbassando le esigenze delle resistenze costanti, e ciò specialmente col ridurre la velocità.

Noi, senza entrare in calcoli minuti che darebbero a questa parte del nostro lavoro uno sviluppo non consentaneo al nostro programma, ci limitiamo a riassumerne i risultati.

Detto N_e il lavoro effettivo in cavalli che il motore deve sviluppare sul proprio albero, η il rendimento organico del veicolo, v la velocità del veicolo in m. al 1″, R_1, R_2, R_3 il valore delle tre resistenze costanti in chg. sarà:

$$N_e = \frac{(R_1 + R_2 + R_3)\, v}{\eta \,.\, 75};$$

detto inoltre:

Q, il peso del veicolo (peso proprio dello chassis completo, cassa, approvvigionamenti e carico utile) in chg.;

r_1, r_2, i raggi delle ruote anteriori e posteriori in m.;
k, il coefficiente di rotolamento del cerchione sulla strada;
d, il diametro dei perni degli assi in m.;
f, il coefficiente di attrito di detti perni nei rispettivi cuscini (ordinariamente cuscinetti a sfere);
S, la superficie del veicolo normale alla direzione del moto in mq.;
φ, l'angolo di inclinazione della strada sull'orizzontale;

si ha:

$$R_1 = \frac{2\,(k + f\,d)}{r_1 + r_2}\,Q \qquad R_2 = 0{,}068\ S\ v^2 \qquad R_3 = \pm\ Q\ \text{sen}\ \varphi$$

ove $f = 0{,}025 \sim 0{,}05$, in media 0,035.
$k = 0{,}01 \sim 0{,}06$ variabile colla rigidità della sospensione, la natura della strada e dei cerchioni, e la velocità.

La difficoltà di fissare per k un giusto valore, ha consigliato a stabilire sperimentalmente il valore del rapporto $R_1 : Q$, facendo:

$$R_1 = \alpha\ Q \qquad \text{cioè} \qquad \alpha = \frac{2\,(k + f\,d)}{r_1 + r_2}.$$

Strada in macadam.

	duro, secco	duro un po' fangoso	bagnato
per cerchioni di ferro	0,026 ~ 0,028	0,027 ~ 0,039	0,032 ~ 0,042
» gomme piene .	0,023 ~ 0,025	0,026 ~ 0,035	0,028 ~ 0,040
» pneumatici . .	0,021 ~ 0,023	0,024 ~ 0,031	0,022 ~ 0,032

i valori minori per velocità sotto 12 chm.-ora; i maggiori per velocità superiori.

Quanto al valore di R_3 il segno + si applica alle salite, il segno — alle discese. Approssimativamente si può ritenere che tale resistenza corrisponda a tanti chg. per tonnellata di Q quanti sono i mm. di pendenza per metro.

Quanto al valore di η, coefficiente di rendimento organico, esso varia nei veicoli automobili da 0,50 a 0,60 secondo le disposizioni attuali. È però prudente attenersi al valor minimo, onde praticamente

$$N_e = \frac{(R_1 + R_2 + R_3)\,v}{0{,}50\ .\ 75}.$$

È stata proposta anche la formola pratica seguente nella quale V è la velocità in chm.-ora:

$$N_e = \frac{(0{,}025 + 0{,}0007\ V + \text{sen}\ \varphi)\,Q + 0{,}0048\ S\ V^2}{0{,}50\ .\ 75} \cdot \frac{V}{3{,}6}.$$

Le resistenze occasionali non richiedono speciale considerazione per lo scopo di calcolare la forza del motore. Per le curve diremo solo che nelle

automobili a velocità limitata, causa il differenziale, la resistenza addizionale è minima; subentra, per le grandi velocità, l'effetto della forza centrifuga, che si deve considerare, non tanto per l'effetto sul lavoro quanto pel *dérapage*, che può essere evitato solo non eccedendo in curva la velocità che sta al disotto di $v < \sqrt{f\,g\,r}$ (essendo r il raggio della curva, $g = 9{,}8$ e f un coefficiente variabile, per buone strade, da 0,25 a 0,10).

Quanto alla messa in moto, se il veicolo parte dal riposo, la resistenza media per arrivare alla velocità v è rappresentata a $\frac{1}{2s}\frac{Q}{g}v^2$, essendo s lo spazio percorso. Ma, come notammo, non se ne tiene conto nel calcolare il lavoro.

2. Aderenza. — Non basta che la forza motrice sia sufficiente allo scopo; perchè la vettura si muova occorre assicurarne l'aderenza, onde evitare lo slittamento. Tale condizione di aderenza è espressa dalla relazione

$$R_1 + R_2 + R_3 \leq f_1 \frac{Q}{n}$$

ove $\frac{Q}{n}$ è la frazione del carico applicato alle ruote motrici, ed f_1 il coefficiente di aderenza, il quale varia colla natura del terreno, il suo stato, ed altre cause non ben definite: d'ordinario si assume per macadam $f_1 = 0{,}25 \sim 0{,}30$ e per legno $f_1 = 0{,}20$. Nelle vetture il calcolo dell'aderenza non è, al solito, necessario; esso lo è però nel caso di rimorchi.

3. Caratteri speciali del motore per automobile e della sua trasmissione. — Questi caratteri sono in parte comuni a due tipi di vettura sportiva e industriale ed in parte si differenziano fra loro.

La possibilità di trasmettere, in buone condizioni, lo sforzo del motore alle ruote motrici richiede un sistema di trasmissione che ha avuto due forme tipiche, la *trasmissione a catena* e quella a *cardano*. Ma queste due denominazioni non dànno la vera essenza del sistema di trasmissione per rapporto alla natura del motore. Questa essenza invece riposa in due organi essenziali che sono l'*innesto* ed il *cambio di velocità*.

La disposizione generale della trasmissione in una vettura automobile è data dai due schemi delle figure 309 e 310, la prima rappresentante la trasmissione a catena, la seconda quella a cardano.

Le lettere inscritte sulle figure 309, 310 hanno il seguente significato:

Fig. 309. M, motore; S, innesto; C, cambio di velocità; D, differenziale; I, I, asse intermedio della trasmissione a catena; p, catene di trasmissione.

Fig. 310. M, motore; S, innesto; C, cambio di velocità; p, albero a giunti cardanici; D, differenziale.

La differenza fra le due sta in un fatto che è indipendente dal motore, e cioè lo spostamento relativo in senso verticale dell'asse posteriore (che è l'asse mosso) rispetto all'asse del motore. Nel caso della trasmissione a catena avvi un asse intermedio, sul quale è disposto il differenziale e la trasmissione passa da questo alle ruote posteriori col mezzo di catene. Le

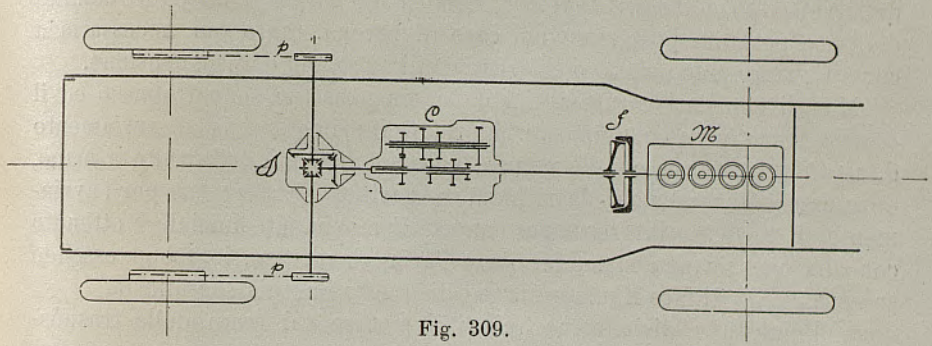


Fig. 309.

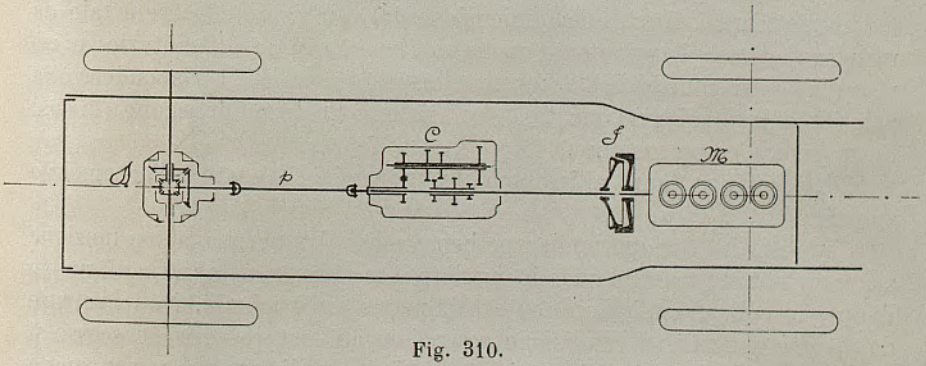


Fig. 310.

ruote posteriori, che portano le ruote a catena mosse, sono quindi folli sul perno; sicchè l'asse posteriore diviene un vero asse portante non girevole. La trasmissione a catena assicura il movimento malgrado lo spostamento verticale che, per effetto delle molle e delle gomme, subisce l'asse posteriore.

Nella trasmissione a cardano, il movimento passa direttamente dal cambio all'asse posteriore, comandato con ingranaggi conici e sul quale si trova il differenziale. L'asse posteriore, a cagione del differenziale, è spezzato, e le ruote motrici sono montate fisse su due tronconi del medesimo. In conseguenza codesto asse diviso, che è asse di trasmissione, cessa di essere portante, e la funzione di organo portante dello chassis e del carico è invece affidata ad un altro asse cavo inviluppante il primo, di forma più o meno complessa, denominato il ponte. Lo spostamento verticale del ponte e dell'asse di trasmissione in esso contenuto è compensato mediante un albero a giunti cardanici che dal cambio di velocità attacca direttamente l'asse posteriore.

La costruzione delle automobili ha dato, per le forze medie e piccole, la preferenza al cardano; per le maggiori la preferenza alle catene; ciò nelle vetture sportive. Nel caso di automobili industriali, se il carico è piccolo, ha mantenuto il cardano (furgoncini, ecc.); nel caso di forti carichi (omnibus e camions) ha preferito le catene, anche per le forze più limitate consentite dalla velocità ridotta di tali veicoli. E ciò si spiega per la maggiore solidità dell'asse portante posteriore nel caso di catena, tanto più necessaria a curare quanto meno elastico è il sistema di appoggio e di sospensione.

Ma gli elementi caratteristici della trasmissione sono l'*innesto* ed il *cambio*. Il motore a combustione, che riceve il primo impulso di avviamento da una forza esterna, e nelle vetture automobili il più delle volte a mano, deve essere di condizioni da richiedere la minor forza esterna per l'avviamento. E lo stesso interesse permane se il movimento iniziale è ottenuto con una energia non manuale, come l'aria compressa, lo scopo essendo sempre quello di fare il minor spreco di questa energia sussidiaria.

Coll'innesto si disimpegna quindi il motore dal resto della trasmissione, e riesce possibile avviarlo facilmente, sia a mano, sia con altro mezzo meccanico. Anzi, se la dimensione dei cilindri del motore è tale da riescirne faticoso l'avviamento anche coll'innesto, si deve facilitarlo; e ciò viene fatto col ritardo dell'accensione disposta così da corrispondere alla velocità ridotta di avviamento, e coi sistemi di decompressione (la così detta mezza compressione).

Ciò è comune tanto all'automobile industriale quanto all'automobile sportiva.

L'innesto ha dunque uno scopo ben preciso. Ma perchè la sua funzione sia completa occorre che quando, avviato il motore, se ne effettua di nuovo l'impegno colla trasmissione, questo impegno sia graduale. Nelle vetture da sport è questa una condizione essenziale ad evitare brusche scosse ai viaggiatori. Ed è questa la ragione che impone di graduare, per opera dello chauffeur, la pressione della molla dell'innesto, e nello stesso tempo di preferire quei tipi di innesto in cui la gradualità dell'impegno sta nell'indole stessa della loro costruzione. Sotto questo aspetto gli innesti a dischi multipli sono preferibili, sebbene per ragione di economia e semplicità si preferiscano gli innesti a cono. La gradualità dell'innesto implica uno scorrimento delle due parti che lo costituiscono: e gli effetti ne sono meno dannosi se contemporaneamente il cambio è posto sulla velocità minima.

Esigenze così assolute non presenta l'automobile industriale pel trasporto di merci; nelle quali l'innesto potrà essere delle forme più semplici e più economiche.

Egualmente importante è la funzione del *cambio*, particolarità caratteristica nelle vetture automobili. Uno chassis è calcolato, per la sua trasmissione, su una velocità massima del motore e del veicolo, e quindi sulla forza massima del motore. Il motore non ha attitudine ad aumentare per sè

stesso tale lavoro, poichè il solo mezzo che per tale scopo si può adoperare, mezzo del resto di limitata efficacia, è quello di aumentare il numero dei giri; ma in una trasmissione rigida per vetture, all'aumento del numero di giri del motore corrisponde quello della velocità della resistenza, la quale produce presto un lavoro resistente tale da superare il lavoro motore. Se dunque avviene che un veicolo esiga, per il suo trascinamento alla velocità massima, una resistenza superiore, sia per dover superare una pendenza più forte, sia per un maggior carico od altro, se non avessimo modo di modificare il rapporto di trasmissione, ne conseguirebbe la fermata inevitabile. Occorre dunque modificare il rapporto di trasmissione così che, pur funzionando il motore alla massima possibile velocità, la velocità della resistenza si modifichi diminuendo in ragione della variazione dei valori di R_1, R_2, R_3 sopra determinati, in maniera da mantenere, nei vari regimi di velocità del veicolo, l'eguaglianza tra il lavoro resistente ed il lavoro motore.

Risponde a questa esigenza il cambio di velocità, che è, come è noto, un congegno di ingranaggi montato su due alberi, il motore ed il mosso, e di cui si mettono in contatto le coppie che debbono appunto dare la velocità voluta. Il cambio è la caratteristica principale della trasmissione nelle automobili con motori a combustione; essa è voluta dalla impossibilità pratica di ottenere dal motore una potenza eguale alla massima calcolata colla diminuzione del numero dei giri, o di far sviluppare allo stesso, alla sua velocità di regime, lavori maggiori. Questo è il difetto dei motori a combustione e dicesi *difetto di elasticità.*

L'idea di eliminare il cambio coll'applicare alle vetture un motore più potente del necessario o con un numero di cilindri superiore al normale, che entrassero in azione solo quando ve ne sia il bisogno, non ha avuto seguito perchè non pratica. La soluzione del problema per tal via esigerebbe, per rispondere agli stessi scopi del cambio, una grande molteplicità di cilindri, e non è punto economica, anzi è disastrosa dal lato dell'esercizio, come è facile arguire.

Aggiungasi che il cambio permette anche di risolvere il problema dell'*inversione di moto*, potendosi disporre di una coppia di ruote in cui, colla inserzione di una terza ruota, si ottiene l'inversione di movimento, necessità assoluta nel servizio di qualsiasi vettura.

Il cambio dà origine a rapporto definito di velocità; nelle vetture più potenti si hanno al solito quattro rapporti di velocità, nelle vetture meno potenti e nei veicoli industriali questo numero discende a tre, e talvolta, nei camions più pesanti, a due.

La determinazione di questi rapporti si fa in base alle velocità che si vogliono impartire al veicolo. Così nei veicoli da *sport* di grande potenza, le velocità possono fissarsi a 80-50-30-15 chilometri all'ora; nei veicoli meno potenti a 50-30-15, negli omnibus a 30-20-10, nei camions a 15-9-5. Non si tratta di numeri assoluti, evidentemente. D'altra parte non è detto che lo

chauffeur non abbia a sua disposizione mezzi adeguati per variare la velocità intorno alle velocità definite dai rapporti del cambio fra certi limiti, e ciò coll'avanzamento e col ritardo all'accensione, e col variare grado di diluizione della miscela, mediante opportuni comandi o anche per effetto del regolatore.

Noi non possiamo entrare qui nella disamina del cambio, e nei dettagli della sua costruzione e del suo calcolo, cose del resto che non risponderebbero allo scopo di questa nostra memoria.

Vi è una necessaria dipendenza fra la manovra dell'innesto e del cambio, nel senso che è opportuno disporre le cose di maniera che, allo spostamento di uno dei rapporti di velocità per sostituirne un altro, debba anche corrispondere il distacco dell'innesto.

Il cambio è stato ritenuto un organo essenzialmente difettoso nella trasmissione di una vettura automobile; una trasmissione ad ingranaggi necessariamente piccoli, funzionante ad alta velocità, e destinati a trasmettere sforzi rilevanti di qualche decina di cavalli, è stata considerata come una *debolezza organica* del sistema di trasmissione delle vetture automobili, per la facilità del logoramento. È giusto aggiungere che i costruttori, con una lavorazione teoricamente esatta dei denti, colla scelta di materiali appropriati, colla loro tempera superficiale e successiva rettifica dei profili, infine col far marciare le ruote dentate entro un carter ripieno di grasso speciale, hanno ottenuto risultati di durata e di rendimento assolutamente ammirevoli. Non per questo si deve ammettere che il cambio si trovi nelle condizioni di funzionamento meccanico che risponda alle esigenze di una normale durata. I denti delle ruote subiscono, quale ne sia il profilo, uno scorrimento che, per quanto lentamente, li logora, e quando il sottile strato temprato, già assottigliato dalla rettifica, scompare, il logoramento s'accentua rapidamente, il movimento cessa di essere dolce, ed il meccanismo di trasmissione deve essere radicalmente riparato.

Nei veicoli da *sport* e da turismo, in cui il sistema di sospensione è più elastico e le ruote sono cerchiate con pneumatici, nessun altro elemento entra in gioco ad affrettare il dissesto del cambio, fuorchè l'usura provocata dalla trasmissione del lavoro; ma nei veicoli industriali ove, come negli omnibus, l'appoggio sul terreno avviene col mezzo di gomme piene, e più ancora nei camions, ove le necessità economiche imporrebbero di sopprimere le gomme piene da tutte le ruote, o almeno dalle ruote posteriori, un elemento più grave interviene a dissestare il meccanismo di trasmissione, ed è l'azione deleteria degli urti più o meno intensi trasmessi allo chassis dalle ineguaglianze delle strade. Finchè si tratta di omnibus nei quali il carico è relativamente limitato e la cerchiatura delle ruote è fatta con gomme piene, le condizioni non si scostano di molto da quelle delle vetture a pneumatici; ma l'inconveniente diviene grave quando la cerchiatura sia d'acciaio, anche sulle sole ruote posteriori, come per ragione di economia di esercizio è necessario fare nei camions. Allora il dissesto del cambio è rapido assai.

4. Trasmissioni elettriche, idrauliche e pneumatiche. — Fu per rimediare a questo inconveniente ed in genere per semplificare tutto il congegno meccanico della trasmissione togliendo da esso le ruote dentate, le articolazioni, i perni, ecc., che furono proposti altri sistemi di trasmissione, sui quali il giudizio non può esser fatto dal solo lato meccanico, ma deve tenersi conto sovratutto delle condizioni di esercizio e del suo costo, o per essere più precisi, del rendimento di cui le nuove forme di trasmissione sono suscettibili.

Queste nuove forme si dividono in elettriche, idrauliche e pneumatiche. In tutti questi casi il motore anima o una dinamo, o una pompa, o un compressore, destinati a trasformare l'energia motrice sotto forma di elettricità, di acqua in pressione, o di aria compressa. Con fili o con tubi l'energia motrice mette in azione due motori adeguati applicati a ciascuna delle ruote posteriori del veicolo. Nel caso di veicolo elettrico saranno due dinamo, nel caso di acqua od aria in pressione saranno due motrici idrauliche a stantuffo, o due motrici ad aria compressa. La riserva necessaria di energia per compensare le variazioni tra la sua produzione ed il consumo saranno formate o da una batteria di accumulatori nel primo caso, o da convenienti serbatoi d'acqua o di aria. Nel caso di trasmissione idraulica la stessa quantità di acqua circola nella vettura tra pompa e motrice; nel caso di aria la circolazione avviene tra il serbatoio di presa e di scarico e l'atmosfera.

L'esame di dettaglio di ciascuno di questi sistemi richiederebbe una monografia apposita; noi ci limiteremo a riassumere i risultati degli studi da noi fatti nelle esperienze di trasmissione pneumatica.

Tutti risolvono bene il problema — che è interessante per le vetture sportive, ed essenziale per quelle industriali — della soppressione dei congegni meccanici, dall'innesto al cambio, al differenziale, cardani, alberi, ecc., e raggiungono uno scopo di non lieve importanza che è quello di ricondurre la costruzione dello chassis dell'automobile nel campo della meccanica corrente, da cui lo chassis ordinario si allontana sensibilmente, dappoichè ha presieduto ai suoi perfezionamenti lo spirito di scegliere materie speciali di costo elevato, di ridurre le dimensioni oltre misura, e di complicare la costruzione con finitezze e delicatezze meccaniche certo esagerate, sicchè ogni perfezionamento dello chassis meccanico attuale ne ha aggravato il costo coll'aggiunta di numerosi dettagli, senza contribuire ad aumentarne la durata. Allo chassis non si può certo applicare il coefficiente di ammortamento che si usa nella meccanica corrente per il macchinario di servizio utile; ed è questo uno dei maggiori ostacoli che lo circoscrive nel campo delle applicazioni voluttuarie.

Per la trasmissione elettrica il rendimento totale, calcolato quello delle dinamo, accumulatori, motori elettrici, organi meccanici (dovendo intervenire una riduzione di velocità sulle ruote) si aggira intorno al 50-60 %. Le condizioni di rendimento non sarebbero peggiorate, ma aumenta sensibilmente il costo ed il peso dello chassis, in ispecie per cagione degli accumulatori.

La trasmissione idraulica, considerato l'effetto utile delle pompe e dei motori, la impossibilità di sopprimere ogni congegno di trasmissione tra il motore che funziona a 1000 giri e la pompa che deve agire a velocità limitata, e le resistenze idrauliche nei tubi di condotta, il rendimento non si può calcolare superiore al 40 %. È un rendimento troppo limitato; il costo dello chassis però non aumenta, ma ne cresce il peso specialmente per la riserva d'acqua.

La trasmissione pneumatica avrebbe di per sè stessa un rendimento di poco superiore o eguale a quello della trasmissione idraulica; però l'attacco del motore all'organo di compressione, come quello dei motori alle ruote, può avvenire senza organi intermedi, e questa non è lieve semplificazione; il costo ed il peso non superano quello dei chassis ordinari destinati ad eguale servizio. Ma essa include in sè un grande vantaggio: la possibilità, cioè, di ricuperare, sotto forma di riscaldo preventivo dell'aria, il calore perduto dal motore a benzina per la circolazione e lo scarico, che tocca il 70-75 % del calore speso. In tal caso l'aria può essere fortemente riscaldata, e si possono presumere per la trasmissione, resa per tal modo possibile, dei rendimenti che superano l'80 %, cioè superiori a quelli degli altri chassis.

Chi scrive, persuaso della verità di quanto sopra, ha voluto appunto esperimentare uno chassis con trasmissione ad aria calda compressa, allo scopo di farne applicazione sia alle vetture da turismo come alle vetture industriali. I risultati ne sono stati assai soddisfacenti, ed è appunto in ragione dei medesimi che facciamo un cenno più dettagliato, per quanto sommario, di codesto sistema.

La fig. 311 rappresenta la pianta dello chassis denominato da noi *benzo-pneumatico*. E giusto il dire che il concetto della trasmissione pneumatica era già stato proposto da altri, e specie dal signor Lavagna; e d'altronde il concetto semplice della trasmissione con aria non potrebbe formare oggetto di privativa, salvo che nelle particolarità del congegno; ma non si era finora mai pensato ad attuare la condizione essenziale che avrebbe reso possibile ed economicamente conveniente questo sistema di trasmissione, e cioè il riscaldamento preventivo dell'aria compressa, riscaldamento che poteva effettuarsi in misura elevata e gratuita col calore perduto dal motore a benzina od a petrolio. Solo in tal modo l'accoppiamento del motore a combustione e della trasmissione pneumatica acquistava un carattere logico permettendo di raggiungere un coefficiente totale di rendimento prima non previsto, e rispondente così a quei principii generali di meccanica che noi abbiamo studiato nella nostra opera *Macchine motrici e operatrici a fluido*, ove è dimostrato che, in determinate condizioni (e queste condizioni si presentano nell'automobile nel modo più favorevole), il rendimento può avvicinarsi all'unità ed anche superarla.

È facile infatti arguire che se la trasmissione pneumatica semplice è suscettibile di un rendimento del 40-45 %, quando si possa, mediante il calore, raddoppiare il volume dell'aria generato (e tal raddoppiamento

richiede un riscaldo di 273°) e la sorgente di calore sia gratuita, il rendimento salirà all'80-90 %. Ora è facile convincersi, e noi ci dispensiamo ora da questa dimostrazione, che il calore perduto dal motore a combustione permette non solo di duplicare, ma anche di triplicare il volume di aria; e questa considerazione basta per comprovare quanto il sistema sia in sè logico e di sicuro effetto.

La disposizione data allo chassis benzo-pneumatico, quale risulta dalla figura 311 è la seguente: Sullo stesso carter sono montati il motore A e il compressore B entrambi a due cilindri, componenti così un sistema equilibrato rispetto alle forze di inerzia. In *a* sono le valvole aspiranti del compressore ed in *b* le prementi. L'aria compressa (nella applicazione fatta essendosi limitato il riscaldo d'aria a circa 200°, non si è utilizzato il calore della circolazione) inviluppa il tubo di scarico, passa nel riscaldatore tubulare H e di qui a due motori ad aria compressa O O' ciascuno a tre cilindri a 120°, applicati ad ognuna delle ruote posteriori. Lo scarico del motore a benzina e di quelli ad aria compressa si confonde in un tubo unico H_2. Le variazioni di forza motrice e la inversione sono ottenute col mutare le caletta-ture degli eccentrici di distribuzione.

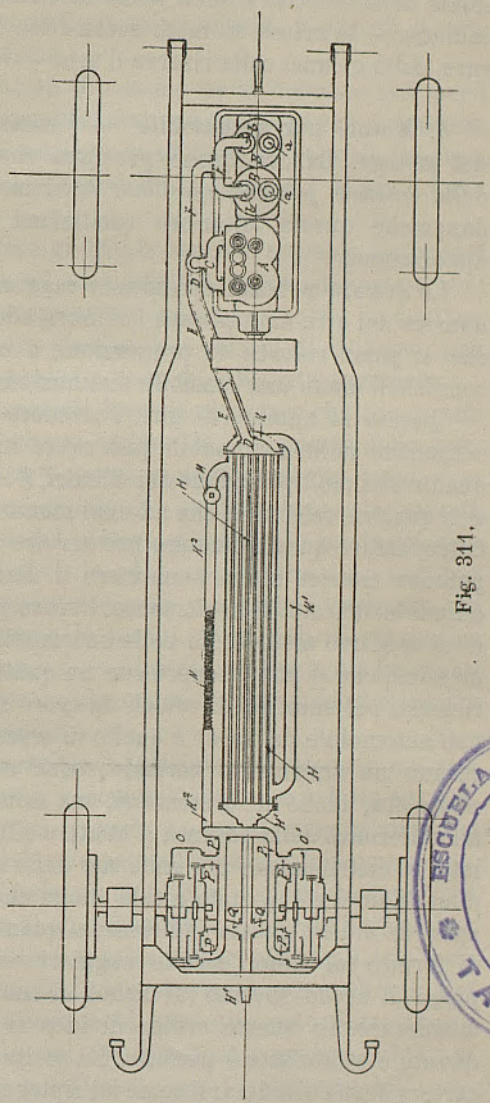


Fig. 311.

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

Tale, nella sua disposizione schematica, è la disposizione dello chassis; nè crediamo di dilungarci nei dettagli di costruzione che vi si riferiscono.

Oltre al rendimento elevato che esso consente, il quale si traduce in una sensibile economia di combustibile liquido, il sistema comporta vantaggi pratici di non dubbia importanza, quali la soppressione di tutti gli

organi meccanici della trasmissione dall'innesto, al cambio, al differenziale — il montaggio semplice ed economico, essendo il motore sotto il cofano affatto indipendente dai motori applicati alle ruote — la variazione graduale della velocità e della forza sia nella marcia avanti che nella marcia indietro — la messa in moto automatica con aria compressa — le gonfiature delle gomme colla riserva d'aria — il freno a contropressione, ecc.

5. Motori per automobile. — Veniamo ora più direttamente a dire del motore. La condizione precipua che esso deve soddisfare è quella della *grande potenza specifica*. Abbiamo detto grande e non massima, dappoichè questa ulteriore condizione si prospetta meglio per altre applicazioni.

La grande potenza specifica si raggiunge con tre mezzi: aumentare il numero dei giri, moltiplicare i cilindri, adoperare materiali così resistenti che si possa ridurne le proporzioni, o materiali così leggeri che a pari condizioni diano una sensibile diminuzione di peso.

Quanto al numero di giri, l'eccedere il numero di 1200, quale è oggi consentito nelle automobili, può avere inconvenienti di carattere pratico; quanto alla moltiplicazione dei cilindri, il loro numero logico per uno chassis è di quattro, tale, cioè, che ad ogni mezzo giro si abbia un impulso motore. Oltrepassare questo numero può servire a due scopi: o per aumentare la potenza motrice senza aumentare il diametro di ogni singolo cilindro e quindi le difficoltà di avviamento; ovvero per ottenere una maggiore uniformità di sforzo motore. Ma nelle automobili questo non è il caso; la potenza massima che si può ottenere con un quattro cilindri basta a tutti gli sforzi richiesti pel servizio di veicoli da *sport* e da industria; se vi è un pericolo nell'automobile da *sport* è quello di eccedere le potenze motrici che assicurano un andamento normale senza eccessi di velocità, contro i quali esiste ora, anche nei costruttori, una salutare tendenza di freno; e quanto all'uniformità della potenza il quattro cilindri è tale da assicurare per tale lato la distribuzione più uniforme dello sforzo motore. La riduzione delle dimensioni è già portata a tale limite che non conviene certamente avanzarsi di più in questo indirizzo; e quanto alla scelta dei materiali capaci di fornire col minor peso le maggiori resistenze già si è ottenuto coll'impiego di acciai speciali (al nichel, al tunsteno, ecc.) tutto quanto potevasi desiderare. In questo ordine di idee si è forse fatto troppo, e non tutto quanto è stato fatto è perfetto. La scelta dell'alluminio, ad esempio, per i carters deve considerarsi come un ripiego, poichè le prove fornite da questo metallo non furono tutte felici.

Comunque, data la natura dell'appoggio, in sè abbastanza resistente, la convenienza di non oltrepassare limiti di costo e di durata opportuni ha fatto ritenere sufficiente una potenza specifica corrispondente al peso di 5 a 7 chg. per cavallo per le vetture montate su pneumatici. Siamo ancora, dunque, ben lontani dai 2 chg. per cavallo che si ottengono nell'aviazione

e da quell'ideale di 1 chg. per cavallo cui molti aspirano e che sembra prossimo a potersi ottenere.

La ragione precipua che impone la diminuzione del peso sta nella natura degli appoggi delle ruote sul terreno, e nella convenienza di diminuire il più possibile il peso morto di fronte al peso utile. E per gli chassis da turismo e da *sport* questo sta bene.

Le stesse considerazioni però non si possono nè si debbono fare per i veicoli industriali. Qui il motore, come soggetto ad un lavoro che è continuo e rude nella sua continuità, e pel quale le condizioni del servizio rendono meno facili le cure e più dannose le eventuali fratture o i dissesti, deve rispondere a ben altri concetti.

Il numero dei giri non supererà gli 800 in servizio normale, potendosi soltanto profittare dell'attitudine ad un maggior numero di giri per esigenze speciali e transitorie. Il numero dei cilindri resterà di quattro, poichè questo ci sembra il numero classico per servizi di trazione, una riduzione del numero dei cilindri essendo causa di deficiente equilibrio.

Quanto all'impiego di materie speciali, basterà ricordare che con questo impiego, se la riduzione di peso che si ottiene, lo è a prezzo della resistenza, della durata e del costo, vi si potrà rinunciare senza danno. Che importa in veicoli caricati di un peso che supera qualche decina di quintali, l'aggiungere 50 o 100 chg. al peso del motore se questo lo rende più economico, più sicuro e più durevole? Se la potenza specifica da 6 chg. per cavallo salirà a 10, quale inconveniente può risultarne? nessuno. Gli appoggi delle ruote sul terreno sono in questi veicoli tali da consentire l'aumento di peso; d'altra parte non si deve dimenticare che le più frequenti ed intense scosse trasmesse dal terreno allo chassis, richieggono pel motore una solidità ed una resistenza maggiore.

Costruire per un'automobile a servizio industriale un motore di potenza specifica simile a quella del motore di automobile, come si è fatto sin qui, significa commettere un grave errore, il quale ha influito sensibilmente in senso dannoso sullo sviluppo di questa importante branca dell'automobile.

L'altra condizione che si richiede al motore è l'*equilibrio perfetto*. Abbiamo già notato che il termine di equilibrio deve riferirsi alla massima possibile uniformità degli sforzi motori, e nello stesso tempo all'equilibrio delle forze di inerzia e dei momenti di inerzia degli organi mobili del meccanismo, sia dotati di moto rotatorio che di moto alternato. Sotto questo aspetto noi dobbiamo riconfermare qui che il motore a quattro cilindri ci sembra costituire il tipo necessario e sufficiente per le esigenze dell'automobile turistica e dell'automobile utilitaria.

Quanto alla prima non può correre alcun dubbio. Il tipo a quattro cilindri che presenta per le forze di inerzia un equilibrio automatico senza aggiunta di organi supplementari, e che dà un impulso motore per ogni mezzo giro, soddisfa certamente a quella dolcezza di moto che è richiesta da chi usa dell'automobile per diporto. Si è voluto esagerare portando a sei il numero

dei cilindri e certo le condizioni di equilibrio di uniformità erano meglio soddisfatte, senza però che il vantaggio minimo fosse in giusta relazione col costo maggiore della macchina. Infatti la costruzione è ritornata presto indietro, e il sei cilindri ha lasciato nuovamente il terreno incontrastato al quattro cilindri. Non bisogna infatti dimenticare che per le forze d'inerzia le condizioni d'equilibrio sono quasi eguali nei due tipi, e quanto alla maggiore uniformità degli sforzi motori la vettura è per sè stessa durante il moto un tale volano regolatore da rendere inapprezzabile al turista il piccolo beneficio sull'uniformità.

Si è discusso se nelle vetture per persone, destinate a pubblici servizi (vetture da piazza), potesse convenire per ragione di economia di adottare i motori a due cilindri, come pure se negli omnibus e nei camions di questa economia dovesse pure profittarsi. Noi ci esprimiamo contrari ad un'idea che sarebbe di falsa economia. Il motore a due cilindri è per se stesso (veggasi il cap. VI) un motore ad imperfetto equilibrio per le forze di inerzia, e ad imperfetta ripartizione di sforzi, i quali si susseguono in due corse successive e tacciono nelle altre due. Ciò dà origine a vibrazioni poco piacevoli nel trasporto di persone, e poco vantaggiose alla conservazione del motore e dello chassis nei veicoli per trasporto di merci. Aggiungasi una circostanza di non lieve momento, sebbene spesso dimenticata. Quando agiscono quattro cilindri l'eventuale sospensione di uno dal funzionamento, come può avvenire per difetto di accensione, se induce rallentamento, non provoca l'arresto del veicolo, come invece avviene se un cilindro del gruppo due cilindri cessasse di funzionare. Ora nei trasporti industriali l'assicurare la continuità del servizio è condizione essenziale. E che la nostra affermazione sia esatta si comprende da ciò che almeno $^1/_4$ della forza sviluppata da un motore serve a vincere le resistenze organiche di un veicolo, per modo che sopprimendosi un cilindro su quattro, ne restano ancora due utili al trasporto, mentre se su due cilindri uno resta soppresso, meno di $^1/_4$ della forza totale soltanto rimane ancora disponibile al trasporto.

Concludendo, qualora si impieghi un motore a quattro fasi, il tipo quattro cilindri è per noi il tipo classico, sia per l'automobile da diporto, come per la automobile a servizio industriale. E ciò hanno ben compreso i costruttori che adottarono il quattro cilindri anche per le vetture di 12-16 cavalli, tipo al quale si rivolge la costruzione odierna come sufficiente alle esigenze del turismo, e come rimedio alle passate esagerazioni di potenza non ultima causa della crisi automobilistica.

A questo punto è lecito chiederci se il tipo di *motore a due tempi* potrà avere successo nel campo dell'automobile. L'applicazione ne è stata fatta principalmente in America, sebbene finora il motore a due tempi abbia fatto le sue migliori prove nella navigazione. La questione dell'impiego di un motore diverso da quello oggi in uso a quattro tempi si complica con considerazioni che troveranno meglio il loro svolgimento allo studio prossimo delle condizioni economiche del trasporto, o, per dir

meglio, del combustibile impiegato. Per ora ci limitiamo a considerare il problema tecnicamente nella semplice essenza della macchina.

Il motore a due tempi non importa certamente l'alta velocità di cui è suscettibile il motore a quattro; le fasi di aspirazione e di scarico sono concentrate in un troppo breve tratto di corsa, perchè si debba presumere che possano essere eguali le condizioni di velocità delle due macchine a due e a quattro tempi. Però siccome ogni cilindro dà una esplosione ad ogni giro, anche con velocità pur ridotta, noi possiamo calcolare su una potenza specifica (peso per cavallo) migliore di quella del motore a quattro tempi. Quanto all'uniformità degli sforzi, ed all'equilibrio delle forze d'inerzia, le condizioni sono alquanto diverse, e cioè: l'uniformità degli sforzi è maggiore, in quanto il tipo a due cilindri a due tempi ha eguale ripartizione di un quattro cilindri a quattro tempi; ma come sappiamo l'equilibrio per le forze di inerzia non è completo nel due cilindri, sebbene avvicinando quanto più si può gli assi dei cilindri si possa ridurne l'effetto. Se poi passiamo ad un quattro cilindri a due tempi, si verificano due circostanze. Se le manovelle dei quattro cilindri sono calettate come nel tipo a quattro tempi non si ha miglioramento nell'uniformità nè nell'equilibrio, il solo miglioramento essendo quello di un minor peso del motore; se si calettano due manovelle a 90 gradi dalle altre due, lo sforzo motore assume una grandissima uniformità, ma l'equilibrio per le forze d'inerzia riesce imperfetto. Non è escluso però che la calettatura delle manovelle possa essere diversa per raggiungere i due scopi insieme e nel miglior modo, e in ciò ci riferiamo al capitolo VI, pag. 138.

Siamo dunque in un circolo di condizioni contraddittorie, le quali lasciano perplessi sulle conseguenze che se ne possono desumere. Può sembrare tuttavia che il motore a due tempi a cilindro unico possa sostituire il due cilindri con una certa convenienza e con vantaggio della semplicità, e che il motore quattro cilindri possa sostituire, ove occorrano forze rilevanti, il tipo quattro cilindri a quattro tempi con manovelle calettate però nello stesso modo.

L'assenza di organi di distribuzione, la minore velocità del motore lo renderebbero specialmente adatto all'applicazione nell'automobilismo utilitario, attitudine che sarebbe sensibilmente accresciuta pel fatto di poter funzionare con petrolii greggi aventi un costo che è la metà di quello della benzina.

6. Il costo di esercizio delle vetture, in relazione ai vari elementi che vi influiscono. — Salvo quanto si dirà in appresso, ci sembra di poter rispondere alla domanda che ci siamo fatta prevedendo nell'automobile industriale una larga applicazione del motore a due tempi, sia a due che a quattro cilindri, coll'uso di combustibili di prezzo minore della benzina; che pur questa applicazione possa estendersi anche all'automobile sportiva non si potrebbe negare *a priori*, sebbene la comodità dell'uso

INDUSTRIAL ARRASA

della benzina a mezzo di carburatori dia una prevalenza indiscutibile al motore a quattro tempi.

Ma il grande criterio che distingue le due specie di automobili è quello dell'*economia di esercizio*, la quale risiede in diversi fattori, ma sovratutto nella qualità del combustibile necessario al funzionamento. Fino a che si tratta di *sport*, di turismo, di divertimento, di un impiego, cioè, voluttuario, la spesa di esercizio è un elemento secondario. Certamente essa ha sempre una grande importanza; ma se non è possibile il scemarla, e se le attrattive dell'automobile non si possono avere con altro mezzo, essa non ne ostacola lo sviluppo.

Fino ad oggi l'automobile, sia destinato al trasporto delle persone per qualsiasi scopo, sia al trasporto delle merci, o per qualsiasi altro intento industriale, ha funzionato con benzina a mezzo di carburatori; e cioè col prodotto di distillazione del petrolio che ha il maggior prezzo. Inutile ripeterne le ragioni, che stanno tutte nella grande evaporabilità della benzina, nella facilità e sicurezza di ottenere con carburatori la miscela esplosiva, nella semplicità di avviamento. Nessun tentativo serio è stato fatto per sostituirla. Il lieve risparmio che si avrebbe coi petrolii di illuminazione non compensa le maggiori difficoltà cui essi dànno origine nel servizio, e così dicasi dell'alcool denaturato. L'uso dei petrolii greggi che offrirebbe qualche sensibile economia trae con sè degli inconvenienti che complicano il generatore, e che rendono più onerosa la pulitura. In complesso nell'automobile sportiva la benzina tiene il campo pressochè incontrastato, e le considerazioni economiche esulano dall'argomento.

Vi è veramente un coefficiente di spesa che, se non pareggia, sta molto vicino a quello della benzina, ed è la spesa dei *pneumatici*. Può darsi che in progresso di tempo la ruota elastica possa vincere il pneumatico, permettendo da tale lato una sensibile economia; ma poichè finora la spesa è inevitabile, non è logico che essendovi questa se ne debba tollerare una maggiore, quella del combustibile, senza cercare di scemarla. Contribuiranno certamente a tale intento gli studi e le esperienze per la creazione dell'automobile industriale, essendo naturale che, qualora questa risolva praticamente il problema del combustibile economico, l'automobile di lusso non ne debba a sua volta profittare.

Diverso è il caso dell'automobile industriale. La denominazione stessa indica che il suo impiego non è possibile se non quando le sue condizioni di esercizio sieno tali da vincerla sui sistemi oggi in uso per effettuare lo stesso servizio. Il calcolo della spesa di esercizio si fa tenendo conto dei seguenti elementi.

Indichiamo con d la distanza da percorrere in chilometri, con c la spesa incontrata per percorrerla, con p il peso utile medio trasportato in tonnellate. Il costo del veicolo-chilometro sarà espresso da $\frac{c}{d}$ ed il costo della tonnellata utile-chilometro da $\frac{c}{d\,p}$. Or l'elemento più importante a deter-

minare, sia nell'uno che nell'altro caso (la vettura-chilometro servirà come base per un trasporto viaggiatori, la tonnellata-chilometro per un trasporto merci), è il valore di *c*.

Questo valore è costituito dalle spese generali, comprendenti l'ammortamento, l'interesse del capitale, quelle di personale, di amministrazione, tasse, ecc., e delle spese vive di esercizio, e cioè consumo di combustibile, di gomme, di olio, riparazioni, ecc. Riferendosi alle prime è interesse massimo ridurre al minimo le spese generali; ma vi è qui un elemento che, con l'attuale costruzione degli chassis, non può essere commisurato alle norme della corrente costruzione meccanica; il calcolare un ammortamento del 10 % come si fa d'ordinario per le macchine sarebbe erroneo; non sarebbe prudente istituire un calcolo industriale di esercizio con una quota di ammortamento inferiore al 20 %. Ciò evidentemente è molto grave, perchè l'onere che ne risulta è fortissimo; onde importa che la costruzione delle automobili industriali sia diretta ad assicurare una maggiore durata della macchina. Fino ad oggi questo non è stato certamente uno dei propositi dominanti.

Se poi veniamo alle spese di esercizio predominano, su tutti gli altri, due coefficienti, quello del combustibile, la benzina, e quello delle gomme. Occupiamoci in primo luogo del combustibile. La benzina, il cui costo si mantiene elevato, tanto da non risentire il vantaggio della avvenuta diminuzione del dazio di introduzione, forse perchè la richiesta mondiale ne è superiore alla produzione, genera — nelle presenti condizioni del mercato in Italia, e calcolato un consumo medio di 400 a 450 grammi per cavallo-ora, poichè le limitate compressioni dei motori giustificano tal cifra — una spesa per cavallo-ora di cent. 25 a 30, spesa elevata per la potenza media impiegata nell'automobilismo di 12 a 40 cavalli. Condizioni alquanto migliori presenta l'estero pel minor costo della benzina. E ciò nelle condizioni di lavoro a pieno carico, poichè a carico ridotto il consumo e le spese unitarie crescono. Gli automobilisti non sono mai in grado di valutare esattamente il consumo specifico e si illudono spesso sui risultati, poichè di solito attribuiscono il reale consumo alla forza totale del motore, mentre la media della forza sviluppata è stata notevolmente minore. Ora quando, per pari forza sviluppata, l'industria dei motori a combustione ci offre nelle installazioni fisse la spesa da 2 a 4 centesimi per cavallo-ora, non può non risultare l'enorme divario, e la difficoltà quasi insormontabile che tale stato di cose presenta allo sviluppo dell'automobile industriale. Nè tale spesa può attribuirsi a difetto congenito del motore, poichè il consumo di calorìe con 400 grammi di benzina, pari a circa 4000 calorìe per cavallo-ora, non differisce da quello dei motori fissi a gas povero, che con 500 grammi di carbone consumato per cavallo-ora dànno appunto il consumo di 4000 calorìe. E, come notammo, il consumo sarebbe minore se si aumentassero le compressioni; al qual aumento, se può giustamente opporsi l'automobile di lusso e di diporto per un lieve minor confortabile

nella dolcezza del moto, non può in nessun modo creare ostacolo l'automobile industriale.

Onde una prima conseguenza, che fa differire il motore dell'automobile industriale dall'altro, e cioè l'*aumento delle compressioni;* essendo evidentemente utile che esse sieno spinte a quel limite che permette ancora di evitare, dato il combustibile, le accensioni spontanee.

Ma questo non basta, e occorre ben altro per le esigenze dell'automobilismo industriale. Queste esigenze sono più o meno forti in fatto di economia di combustibile secondo la natura del servizio industriale; da una pretesa anche modesta di economia che richiede la vettura da piazza per servizio pubblico, a quella alquanto più forte dell'omnibus stradale, si sale ad esigenze ben maggiori col camion per trasporto di merci; e ciò perchè in ciascuna di queste applicazioni la concorrenza si presenta mano mano più difficile. Gli è perciò che questa forma di trasporto, sulla quale si fondavano pure tante speranze, non ebbe finora alcun serio sviluppo; e le linee di servizi pubblici con omnibus, alle quali pure il governo concede larghi sussidi, si dimostrano all'atto pratico tutte passive. Basterebbe a modificare questa situazione che la spesa del cavallo-ora scendesse alla metà.

Si tratta quindi di un problema capitale di vita o di morte per una forma di costruzione e per una forma industriale; problema che è degno della più alta attenzione.

La ricerca di un combustibile adatto e più economico della benzina è oggetto di studi incessanti; ma questa ricerca deve pur tener conto delle condizioni del nostro paese. Entra in questo argomento il tentativo di impiego dell'alcool, solo o misto con benzina e benzolo (quale impiega la Società degli omnibus di Parigi), quello del benzolo, dello spirito e del benzolo accoppiati, del benzolo e nitrato ammonico, ecc., ecc. Ma il problema è lungi dall'esser risolto sotto i diversi aspetti; tecnicamente in primo luogo, per il buono e costante funzionamento dei carburatori; per rispetto all'economia sembra poi che, se il costo di tali miscele è minore di quello della benzina, il consumo per cavallo ne sia maggiore, sicchè, tirate le somme, di ben poco sarebbe avvantaggiato il costo finale del cavallo-ora, ed in ogni modo in proporzione ben minore di quella che le esigenze industriali richiedono.

Per conto nostro il problema non può avere la sua soluzione nello studio di mescolanze chimiche artificiali; si deve richiedere il prodotto alla natura; e, posta pure la esigenza di combustibili liquidi, per tal via la vera soluzione non può aversi che nell'uso dei petrolii greggi, o nell'uso degli olii pesanti residui della distillazione del petrolio, con apparati generatori diversi dai carburatori a benzina. Coll'uso dei petrolii greggi il costo del cavallo-ora scende al disotto della metà di quello generato a benzina, coll'uso degli olii pesanti scenderebbe ad $^1/_4$ od $^1/_5$.

Ma questo problema è risolto od è almeno in via di soluzione? Col motore a quattro tempi, il motore classico dell'automobile, non ancora. Si

hanno esempi di impiego dei petrolii greggi nei motori a due tempi (petrolii che a torto si gabellano al pubblico come olii pesanti) con buon risultato; ma per gli olii pesanti noi non abbiamo che l'esempio del Diesel, che per molte e molte considerazioni non sembra destinato ad avvenire nell'automobilismo. In ogni modo partendo dal concetto che l'automobile industriale debba funzionare con combustibile liquido, questa dei petrolii greggi e degli olii pesanti ci sembra la sola via a seguire, riservando la benzina al movimento dell'automobile sportivo, ed alla messa in moto degli automobili industriali.

Noi ci siamo a lungo occupati di questo problema, e partendo dai concetti che abbiamo svolto al cap. XIV, abbiamo studiato se l'applicazione di un generatore a gas povero per l'automobilismo industriale, e specialmente per i camions, poteva avere speranza di successo. Esperienze numerose furono da noi fatte a Milano ed a Parigi, venendo al risultato che non solo la cosa era possibile, ma che essa era anche pratica. Certo non esiste col sistema la stessa comodità di avviamento che si ha colla benzina, ma quando a questa venga affidato l'avviamento e la messa in azione del generatore, molte delle noie scompaiono, ed il sistema si presenta suscettibile di un ottimo e pratico servizio. Comunque, allo stato d'oggi, ci sembra questo del gas povero il solo mezzo pratico perchè si possa abbassare il costo del cavallo-ora, così da poter rendere attivi quei servizi di trasporto con automobile che oggi non lo sono, e che per tale ragione ostacolano gravemente lo sviluppo dell'automobilismo industriale.

Gli è per ciò che crediamo opportuno dare ai lettori un breve cenno del nostro sistema di automobile a gas povero, di cui la fig. 312 ci rappresenta

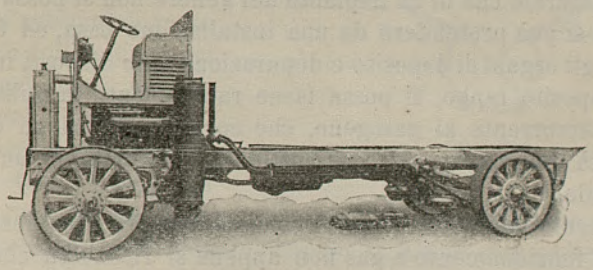


Fig. 312.

la vista in prospettiva, la fig. 313 la pianta dello chassis, e la fig. 314 la sezione del gasogeno. Risulta dalla prima figura che, contrariamente a quanto potrebbe supporsi, l'applicazione di un gasogeno in base ai principii da noi esposti, non è punto ingombrante, nè reca danno alla forma elegante dello chassis.

La pianta della fig. 313 dà una chiara idea della disposizione generale. In A è il gasogeno; il gas prodotto dal medesimo si svolge, a scopo di raffreddamento, pel tubo B parallelo allo chassis, pel raffreddatore ad alette C,

e pel tubo D, venendo poi ad un recipiente di deposito E collocato sullo chassis simmetricamente al gasogeno; dal recipiente E il gas passa ad un depuratore centrifugo e quindi al motore.

La depurazione del gas costituisce l'elemento dell'impianto che è caratteristico per l'automobile; dappoichè tale depurazione non può esser fatta con acqua a cagione del peso che così si aggiungerebbe al veicolo. È necessario perciò che la depurazione sia fatta a secco, e vi concorrono l'apparato centrifugo e lo sviluppo tubulare della condotta di gas che assicura il deposito delle polveri in punti determinati, e cioè sui gomiti, e dove la velocità

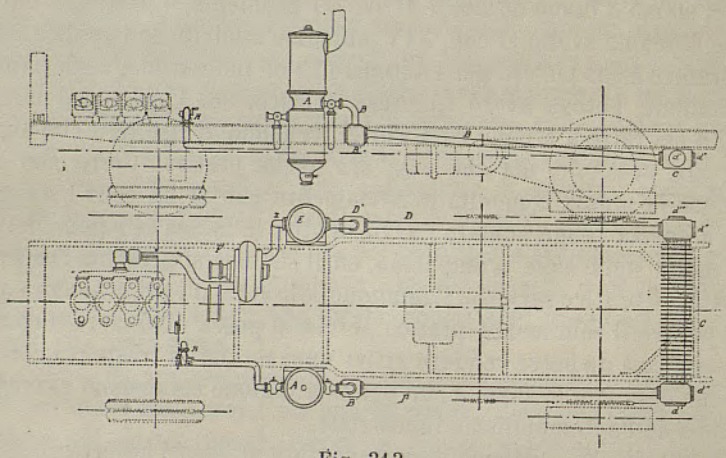


Fig. 313.

rallenti. E naturale che in un impianto del genere non si possa pretendere tutto quanto si può pretendere da una installazione fissa, ed è perciò che la tuberia e gli organi di deposito e depurazione sono disposti in modo che, mediante apposito tappo, si possa farne rapidamente la pulitura.

L'acqua occorrente al gasogeno, che corrisponde ad un consumo di circa la metà del consumo di combustibile, è raccolta in un recipiente sotto al sedile.

L'avviamento del motore è fatto con carburatore a essenza; si passa da questa al funzionamento a gas non appena si riconosca che il regime del gasogeno si è stabilito. È pure possibile un funzionamento misto ad essenza ed a gas, nel quale caso la spesa di combustibile si riduce sensibilmente al di sotto di quella della benzina.

L'avviamento del gasogeno è fatto con ventilatore, mosso sia a mano sia per frizione del volano. In questo ultimo caso, si avvia il motore a benzina, e nel primo periodo di movimento si produce lo stato normale del gasogeno, il cui gas, riconosciuto buono, deve sostituire la benzina. Pochi minuti bastano per tale passaggio se il ventilatore ha misure e velocità convenienti. Mediante tale disposizione è soppressa ogni noia per l'avviamento del gasogeno e per le interruzioni di lavoro.

La sezione del gasogeno è rappresentata nella figura 314, della quale non è necessaria una minuta descrizione dopo quanto abbiamo detto al cap. XIV. Ci basterà dunque dare il significato delle varie lettere: *b b*, rivestimento refrattario basico o neutro del gasogeno; *c c*, doppio inviluppo elicoidale per l'entrata d'aria e la vaporizzazione; *x*, contagoccie per acqua; *p*, tramoggia di carico; *u u*, robinetti a tre vie manovrati contemporaneamente con leva apposita.

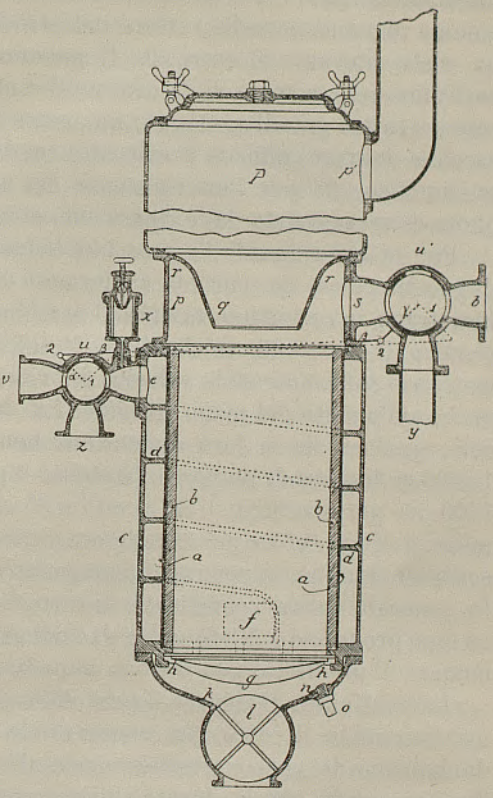


Fig. 314.

Il robinetto *u* serve alla introduzione per *v* dell'aria soffiata dal ventilatore di avviamento, e per *z* a quella dell'ambiente aspirata dal motore; il robinetto *u* serve per *y* alla comunicazione col camino, e per *b* a dar passaggio al gas pel motore. La posizione dei maschi dei robinetti è tale che l'apertura di *z* è contemporanea alla *y*, e quella di *v* alla *b*.

Riassumendo dunque, per ciò che riflette il combustibile, noi non vediamo possibilità di sviluppo dell'automobile industriale se non coll'impiego dei petrolii greggi (costo del cavallo-ora cent. 10-12), cogli olii pesanti residui di distillazione del petrolio (costo del cavallo-ora cent. 6-8) e col gas povero (costo del cavallo-ora cent. 2-4).

Nel confronto di più veicoli industriali in azione non può escludersi la considerazione del tempo, considerazione che è del resto inclusa nella valutazione della vettura-chilometro, o della tonnellata-chilometro. La formola di classifica diviene allora

$$\frac{t\,c}{p\,d}$$

ove t è il tempo impiegato, e c, p, d gli elementi già noti e valutati per la durata del tempo t.

Ma un altro elemento notevole del costo è il *cerchione*. L'applicazione del cerchione elastico diventa necessaria se si tratta di trasporto di persone, e di una velocità del veicolo che superi un dato limite. Ove questa elasticità

manchi, a parte il disagio intollerabile alle persone, si avrebbero rotture frequenti degli assi, e dissesto continuo nelle altre parti del meccanismo.

Ove si voglia sottrarre il veicolo alle scosse e trepidazioni che derivano dalle ineguaglianze del piano stradale, il mezzo classico è il cerchione di pneumatico usato esclusivamente nelle vetture di diporto, o il cerchione di gomma piena usato nelle vetture industriali. L'uno e l'altro rappresentano un costo rilevante di esercizio. Il pneumatico non sarà tanto facilmente sostituito nelle vetture di diporto poichè nessun altro mezzo ne può presentare tutti i grandi vantaggi; qui, come dicemmo, il costo è indifferente; sarebbe del resto difficile il calcolare esattamente il costo di esercizio del pneumatico, sia per l'intermittenza del servizio, sia perchè la più forte quota di spesa è data dalle riparazioni e dagli accidenti imprevisti.

Per quanto riguarda l'automobile industriale quivi è in uso il cerchione di gomma pieno, sia continuo, sia formato di blocchi isolati cuneiformi che si incastrano in opportune cavità del cerchione, costituiti di caucciù duro ed elastico. Il contributo di elasticità di tali coperture è però limitato, ma in ogni caso sufficiente se la velocità del veicolo, non mai eccessiva, si regola anche sullo stato del piano stradale. La durata di queste coperture si calcola, qualora sia la loro dimensione ben proporzionata al peso, a circa 12.000 chilometri di percorso. Stabilito il prezzo medio delle coperture in 1500 lire per macchine di 20 cavalli a 35 chilometri-ora, la spesa per chilometro è di lire 0,15, e per cavallo-ora di lire 0,18 circa. Si tratta quindi di un costo elevato che, se non raggiunge quello della benzina, gli sta però vicino. In generale questo coefficiente di costo è stato ritenuto un grave ostacolo ad ogni progresso sull'economia di combustibile; e ciò a torto, poichè il permanere di un difetto non doveva impedire di correggere l'altro più grave.

La possibilità di ridurre il peso delle gomme di cerchiatura, con che se ne scemerebbe il costo, pur conservando la durata chilometrica, sta nella diminuzione del peso morto del veicolo, alla quale si deve dedicare ogni cura. Sembra infatti che la durata chilometrica sia inversamente proporzionale al cubo del peso sostenuto. Inoltre la durata è inversamente proporzionale alla velocità; si deve dunque, nei veicoli industriali, non superare certi limiti di velocità, ed un massimo di 25 chm. (meglio 20) sarebbe consigliabile.

È stato proposto da Michelin l'uso di pneumatici accoppiati; ma sebbene lo stesso affermi che la durata aumenta di fronte a quella del pneumatico unico nella misura di 1 a 8, pure non si hanno ancora elementi sufficienti di valutazione; e d'altra parte, in un servizio industriale, il cui elemento fondamentale deve essere la continuità, il pneumatico offre troppi pericoli di accidenti imprevisti, che sarebbero una preoccupazione assai grave nell'esercizio dell'industria.

Delle ruote elastiche finora non si può nulla affermare; forse col tempo si avrà con esse la soluzione dell'importante problema.

Comunque nei trasporti di persone la gomma piena non sarebbe ostacolo proibitivo ad un servizio industriale conveniente, se non vi si aggiungesse

l'enorme spesa di combustibile; ridotta questa ai limiti che preconizziamo, la gomma diviene tollerabile e l'esercizio attivo.

Altra è la questione economica relativa al camion, pel quale le tariffe di trasporto devono essere assai più basse che non quelle di trasporto delle persone. E difatti è raro che si veda il camion con tutte le ruote cerchiate di gomma. La cerchiatura si limita al solito alle ruote anteriori che sostengono il motore, nell'intento di smorzare gli urti su questa parte delicata del meccanismo, lasciando i cerchioni di acciaio sulle ruote posteriori, cui è applicata la maggior parte del carico morto ed utile. Ma il conservare questa disposizione, perchè il meccanismo non ne resti troppo danneggiato, impone due condizioni fin qui trascurate: una sospensione elastica tra il veicolo e le molle (sospensione elastica di carattere meccanico, idraulico e pneumatico), ed una conveniente riduzione di velocità (al massimo di 12-15 chilometri all'ora). Le ruote elastiche, coi forti carichi che aggravano il camion, non ci sembrano destinate a successo. Comunque possiamo dire che il camion, limitando le gomme alle ruote anteriori, adottando delle sospensioni elastiche, insieme colla velocità ridotta, si trova in condizioni abbastanza soddisfacenti per dare una spesa di ricambio della cerchiatura abbastanza moderata; e se il problema del combustibile fosse risolto, esso si troverebbe già sul terreno di un pieno successo industriale.

Ci sembra di avere così tracciata rapidamente sì, ma in modo esatto la condizione tecnica ed economica della vettura sia di diporto, sia industriale indicando il programma che essa deve avere davanti a sè.

Ora diciamo poche parole sui varii tipi di veicoli.

7. **Vettura di diporto.** — Eliminate le esagerazioni cui ha dato luogo, nell'industria delle automobili, per la disponibilità di un motore di cui potevasi con piccolo aumento di peso aumentare considerevolmente la forza, quindi gli eccessi di velocità cui esso ha dato origine, la costruzione corrente nelle officine dell'automobile di diporto dovrà necessariamente limitarsi ad uno o due tipi di potenza limitata (da 10 a 20 cavalli). Ciò non escluderà la costruzione di automobili più potenti; ma le officine non vi debbono più calcolare sopra per una produzione normale. Il motore a quattro cilindri e quattro tempi funzionerà a benzina con carburatori, fino a quando non sia trovato un combustibile più economico ed egualmente comodo, od il motore a due tempi non abbia preso possesso di tale applicazione. Lo chassis dovrà essere semplice e robusto, sacrificando in ciò alcune delicatezze meccaniche il cui beneficio è minimo e che aggravano il costo. La trasmissione sarà a cardano; la cerchiatura in pneumatici fino a quando la ruota elastica ideale non sia trovata.

Non essendo nostro còmpito un esame di dettaglio degli chassis di questa vettura, questo cenno riassuntivo delle considerazioni precedenti ci deve bastare.

8. **Automobile industriale.** — Il campo dell'automobile industriale si estende dalla vettura di diporto al camion per merci, e comprende in questo intervallo:

1° La vettura professionale e la vettura per pubblici servizi (vettura da piazza);

2° L'omnibus per trasporto di persone;

3° Il camion per trasporto di merci.

Questi sarebbero i tipi fondamentali ai quali si riattaccano poi, per altro verso, molteplici applicazioni, come quelle delle vetture postali, delle automobili pompe, dei rimorchi, delle vetture per servizi militari, ecc., ecc.

La *vettura da piazza* e la vettura che diciamo *professionale* sono due tipi che devono derivare direttamente dalla vettura di lusso e di diporto, e la cui creazione deve essere oggetto di studio. Esiste è vero in molti luoghi il servizio pubblico fatto con automobili a benzina, ma tale servizio generalmente non si svolge in buone condizioni. La possibilità di elevare le tariffe è contesa dalla concorrenza, e le tariffe attuali non possono assicurare un buon rendimento. Perchè ciò avvenga, il problema importante a risolvere per questo tipo di vettura è quello di creare un tipo così semplice ed economico che la spesa di ammortamento ed interesse sia minima, quella di combustibile sia ridotta molto al di sotto dei limiti attuali, e minima quella dei cerchioni. Finora il problema non è risolto. Il servizio pubblico delle vetture da piazza è fatto cogli stessi tipi che si impiegano nello sport o nel turismo, e in ciò sta l'assurdo. Quanto alla vettura professionale, che serva utilmente a trasporti professionali (medici specialmente), economici di costo e di esercizio, essa non è neppure trovata. Perchè ciò sia, è necessario venire ad uno chassis costrutto colla necessaria economia, con motore di forza di 10 a 12 cavalli, agente con combustibile di minor prezzo della benzina. Il problema delle gomme non è grave per le vetture da piazza, poichè esse camminano al solito su buone pavimentazioni; più importante diviene per le vetture professionali costrette a percorrere talvolta strade in cattivo stato di manutenzione. Dati i limiti di forza che queste vetture possono richiedere, noi opiniamo che non sarà lontano il giorno in cui il motore a due tempi ad un cilindro funzionante a petrolio greggio potrà trovare qui la sua migliore applicazione. Quanto al tipo dello chassis, evidentemente con trasmissione meccanica, questo è il tipo a cardano.

L'*omnibus* pel trasporto di persone ha ricevuto numerose applicazioni, che hanno veramente carattere di industria. Non parliamo degli omnibus d'alberghi, in cui si preferisce la forza motrice elettrica ad accumulatori, ed ove per il genere del servizio, e per l'eliminazione di termini di confronto per la concorrenza, le considerazioni di carattere industriale hanno poca presa. Parliamo degli omnibus che circolano permanentemente nell'interno delle città, e di quelli che collegano borgata a borgata, allo scopo di effettuare dei trasporti di persone veramente industriali.

La prima condizione perchè il trasporto sia utile è quella di concentrare in un unico veicolo il massimo carico utile. Gli è perciò che, salvo casi molto speciali, un omnibus deve essere formato con uno chassis di una certa potenza. Se le condizioni locali del traffico ciò non permettono, sarebbe errore attenersi ai tipi di piccola potenza, poichè essi portano seco un germe inevitabile di maggiore spesa. Il tipo da 24 a 30 cavalli e forse fino a 35-40, secondo la pendenza delle strade, con peso proprio da 2000 a 2400 chg. e capace di un peso utile da 1400 a 2000 chg., ci sembra adatto sia per servizi di città che per servizi di campagna. Tipi di minor forza possono corrispondere a esigenze speciali che non debbono formare oggetto di considerazioni generali. Compatibilmente colla resistenza, lo chassis deve esser leggero e leggera la carrozzeria onde poter accrescere il rapporto tra peso utile e peso morto. I cerchioni delle ruote saranno di gomma piena, o continui, o a blocchi isolati per le ruote posteriori; dovrà curarsi la maggiore solidità negli organi di trasmissione, e nello stesso tempo la maggiore semplicità. Il motore funzionante a benzina sarà un motore a quattro cilindri; ma non dobbiamo illuderci, come già si è dimostrato, che si possa avere in tal modo un sistema di trasporto economicamente conveniente. Già la Società degli omnibus di Parigi, ove pure la benzina ha prezzo assai più basso che presso noi, ha creduto necessario sopprimerla facendo impiego di alcool e benzolo, ma l'economia è poco sensibile e non crediamo che le condizioni industriali del servizio siano molto floride; peggio sarebbe in Italia. È quindi urgente, se a questi sistemi di trazione si vuole dar vita, che il combustibile possa esser mutato; l'indirizzo, come già notammo, non può essere che quello di impiegare petrolii greggi, sia con motori a quattro tempi che a due (mediante apparati di vaporizzazione e polverizzazione), e il gas povero. Certamente il gas povero non offrirebbe le grandi comodità che si richiedono ad un servizio cittadino; ma per il servizio in aperta campagna nessuna obbiezione seria gli si potrebbe opporre, se col sussidio della benzina si provvede, come già notammo, all'avviamento del motore e del gasogeno, senza arresti fuori tempo.

Il *camion* per trasporto di merci è l'apparato di trasporto che ha minori esigenze, dal lato del *comfort*. Si include in questa categoria una serie assai variata di veicoli da trasporto, dai furgoncini e furgoni (che fanno servizio in città, e che, per la loro natura, pel poco peso e la poca forza appartengono più alla categoria degli chassis da piazza e professionali, tuttavia a velocità più ridotta) agli omnibus ed ai varii carri pesanti pel trasporto di merci. La potenzialità di questi carri è varia, avendosi tipi atti al carico di 2000 chg. fino a tipi atti al carico di 6000 chg. La forza motrice che si richiede dipende dalla natura della strada; oltre certi limiti non conviene salire, e per questi casi è preferibile ricorrere al sistema dei rimorchi.

Generalmente il camion ha le ruote posteriori in acciaio striate, e le anteriori in gomma piena; talvolta si esige che tutti i cerchioni sieno di acciaio.

Alla conservazione del meccanismo, soggetto per tal modo ad urti e vibrazioni continue, è necessario provvedere con sistemi elastici di sospensione, che aiutino e concorrano colle ordinarie molle a balestra, e moderarne la velocità. Il traino animale di questi carri va intorno alla velocità di quattro chilometri; se si stabilisce una media di otto pel carro meccanico, che può salire a dodici nel caso di strade piane e ben liscie, si ha già un risultato più che soddisfacente. Caratteristica della costruzione dei camion deve essere la solidità e l'abbandono di quei dettagli e perfezionamenti che non sono assolutamente necessarii al funzionamento, e complicano e rendono costosa la costruzione. Ma non è possibile l'esercizio industriale del camion, se non si provvede a sopprimere la benzina dal suo funzionamento. Nella maggior parte dei casi, salvo per circostanze speciali, neppure il petrolio greggio offre condizioni sufficienti di economia. A parte dunque il fatto che si possa ottenere nel motore a quattro o a due tempi il funzionamento coi residui di distillazione del petrolio, o col ciclo Diesel o con altro che lo sostituisca, e del quale finora non esiste traccia, noi riteniamo che allo stato presente sia solo possibile l'impiego del gas povero, nel modo che si è specificato, il quale genera un'economia di combustibile da dare la forza motrice a prezzo non superiore di quello di qualsiasi impianto fisso. Qui le considerazioni del maggior peso addizionale (del resto assai limitato), di qualche maggiore ingombro, ecc., di qualche minore comodità nel servizio sono affatto secondarie.

In tal modo l'impiego del camion come mezzo di trasporto ordinario per le merci, per il servizio di agenzie di trasporto ferroviarie e di tramvie, pel servizio di opifici non direttamente collegati alla rete ferroviaria, per i servizi agricoli, diventa possibile e largamente economico. In tal modo diviene anche possibile l'uso economico dei carri motori per spazzolatura, inaffiamento, cilindratura delle strade, pel trasporto della ghiaia necessaria alla loro manutenzione, ecc., ecc.

Tutta una serie di produzioni nuove sorge dunque dalla possibilità di rendere economico l'uso dei carri a motore.

Ma noi abbiamo dimenticato un'altra serie di servizi che spettano alle varie categorie enunciate e che possiamo specificare sotto il nome di *servizi di interesse pubblico*, ivi compresi quelli di *carattere militare*.

Spettano all'ordine dei servizi di interesse pubblico, quello degli omnibus postali, dei carri per pompe da incendio, dei carri di soccorso e di ambulanza, ecc., ecc., di cui ciascuno potrà appartenere, pei caratteri tecnici che lo distinguono, ad una o ad altra categoria.

Per quanto infine si riferisce agli scopi militari dell'automobile, il problema prende qui un aspetto alquanto diverso. La questione della spesa di esercizio è stata sempre ritenuta, in questo campo, affatto secondaria, ma è stato errore, perchè, ove il Governo, per bisogni militari, avesse potuto dare impulso alla costruzione delle automobili così da dare loro il carattere industriale, l'uso dei veicoli si sarebbe diffuso nel paese, con

vantaggio stesso delle esigenze militari all'atto del bisogno. L'Austria, la Germania, la Francia, l'Inghilterra hanno, con opportune esperienze e provvedimenti, studiato l'impiego dell'automobile nell'esercito, sia come mezzo logistico, sia come strumento effettivo di guerra, con treni militari automobili, con automobili corazzate, colle mitragliatrici automobili, con carri per proiettori elettrici, con carri per telegrafo Marconi, coi treni a rimorchio, cucine automobili, ecc. cercando di addossare al carro motore gran parte dei servizi tecnici, logistici, e sanitari. L'automobile offre inoltre all'esercito il modo di effettuare rapidi servizi di perlustrazione e di avamposti, di trasportare rapidamente forti masse di uomini, di assicurare alle retrovie, senza eccessivi ingombri, il necessario. Certamente alcuni di questi servizi, per la loro natura, sfuggono ad ogni considerazione di economia, ma la maggior parte dei medesimi non vi sfugge, e, come dicemmo, l'ausilio che avrebbe potuto fornire l'esercito sarebbe stato di dare un efficace impulso alla creazione dell'automobile industriale, ancora incompleta, e della quale, se forse esistono gli elementi, manca ancora l'impulso per la loro coordinazione.

9. **Treni stradali.** — L'argomento trattato così succintamente e con uno scopo ben definito, non sarebbe tuttavia completo se non dicessimo due parole dei *treni stradali*. Un treno stradale è costituito da un veicolo automobile che rimorchia una serie più o meno grande di altri veicoli destinati semplicemente al carico. L'opportunità del treno si rivela quando, pure avendo un carro automotore di data forza, non sia possibile caricare sul medesimo tutto il materiale da trasportare e che può essere trasportato, ma si debba frazionarlo su più veicoli trascinati dal primo.

La condizione necessaria perchè ciò si possa fare è che sia soddisfatta la relazione di aderenza, relazione tra il peso aderente e lo sforzo di trazione (vedi retro), il che obbliga a moltiplicare il numero degli assi motori, trasportando l'energia dal carro motore ai successivi veicoli trainati, quando ciò sia necessario, e ad un numero sufficiente dei medesimi.

Il problema ha avuto due soluzioni: una elettrica, e l'altra puramente meccanica.

La trasmissione elettrica è dovuta al signor Cantono. Il treno Cantono si compone di un carro automobile sulla testa del treno, vero rimorchiatore, il quale trasforma l'energia motrice di un motore a combustione in energia elettrica mediante dinamo; l'elettricità così sviluppata si conduce col mezzo di cavi flessibili ai motori applicati alle ruote dei singoli veicoli componenti il treno. Il treno così diviene un insieme di carri automobili elettrici. In tal modo il treno acquista la massima flessibilità e può essere applicato a percorsi tortuosi; ed i singoli elementi acquistano anche una certa indipendenza che è favorevole al movimento ed al carico e allo scarico.

La soluzione meccanica del problema dei rimorchi è dovuta al Renard.

Il treno Renard è detto *treno a propulsione continua e a sterzo esatto.* La vettura generatrice non deve trascinare gli altri veicoli; essa produce solo l'energia che è distribuita a ciascuno d'essi mediante trasmissione adatta. Ogni veicolo possiede una disposizione ricevitrice che gli permette di utilizzare la parte di energia che gli compete per muovere l'asse posteriore. Ogni vettura contribuisce dunque per proprio conto all'aderenza, quanto quella che porta il motore; ed il treno è come una vera vettura

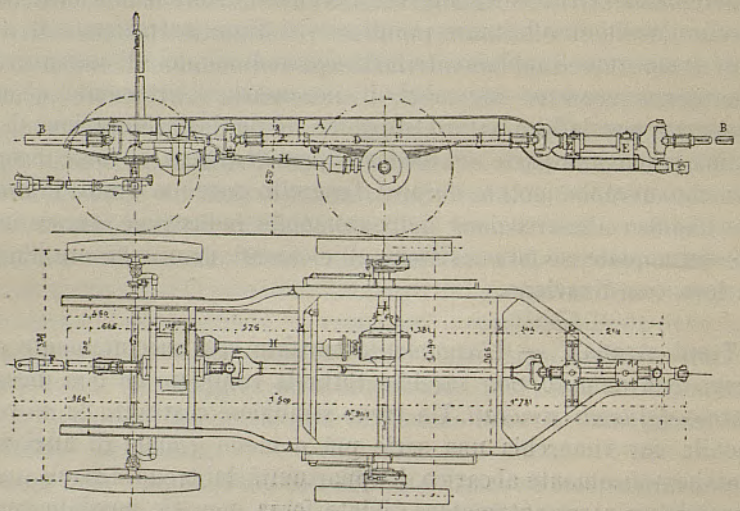


Fig. 315.

unica articolata. Si può dunque ridurre al massimo il peso morto, poichè il carico utile basterà sempre a produrre l'aderenza. L'intero treno potrà poi superare la stessa pendenza che le singole vetture possono superare individualmente.

La trasmissione Renard è puramente meccanica, ed è costituita di un albero motore BD (fig. 315) che si svolge da un capo all'altro del treno; esso è formato da tronchi D montati sotto ogni chassis e collegati fra loro in ogni intervallo con una biella di cardano B. L'albero BD comanda col demoltiplicatore C la biella di un cardano H che va al differenziale dello asse motore I.

Per ottenere lo sterzo esatto si deve oltre all'attacco precedente, che sarebbe l'attacco di trasmissione della forza, comporre un secondo attacco, quello di direzione. Suppongasi che si debbano collegare due vetture a due assi. Se la vettura motrice descrive una curva di raggio R, le vetture rimorchiate debbono descrivere l'egual circolo. L'attacco che ciò permette è composto (fig. 316) di 3 parti: lo scartamento a, il timone b, la coda c; questi pezzi sono articolati fra loro; lo scartamento a che ha per misura la distanza della spina motrice all'asse posteriore, e la coda c che ha per

misura la distanza di questo asse dal punto A, ove si articola il timone, sono solidali ai rispettivi veicoli.

Perchè questi si inseriscano nello stesso circolo, la condizione geometrica a soddisfare è

$$c^2 = a^2 + b^2.$$

E infatti i triangoli OBA, OCA, OCD, dànno:

$$R^2 + c^2 = p^2 \qquad q^2 + b^2 = p^2$$
$$R^2 + a^2 = q^2.$$

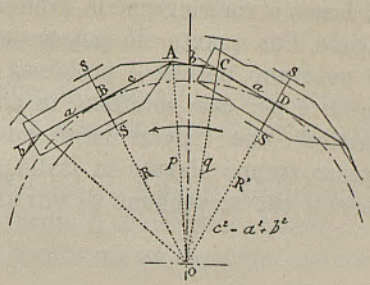


Fig. 316.

I due attacchi esaminati non bastano ad assicurare l'esattezza del moto. Quando il treno passa dalla direzione rettilinea alla curva la sua lunghezza scema; perchè la distanza di due vetture possa aumentare o diminuire si deve interporre sulla trasmissione un apparato che permette di diminuire o aumentare la velocità. Questo apparato detto compensatore (J, nella fig. 315) si compone di una molla spirale montata su ciascuno dei mozzi delle ruote motrici contenuta entro apposito bariletto; essa è attaccata ad un estremo all'asse, e trascina la ruota all'altro estremo. Alla messa in moto tutte le molle si avvolgono automaticamente; nel momento in cui il treno descrive una curva le molle si distendono dando alla vettura l'aumento di velocità che è reso necessario dalla diminuzione di lunghezza del treno; l'effetto inverso si produce quando il treno ritorna alla linea retta.

È difficile statuire *a priori* quale dei due sistemi sia preferibile; certo è che i Governi esteri hanno fatto buon viso al sistema Renard, dimenticando il tipo Cantono, sebbene questo possa vantare elementi sicuramente a lui favorevoli, per la minore rigidezza del sistema, ed una maggiore libertà di moto dei singoli carri, moto che è possibile anche se il rimorchiatore è fermo purchè la corrente si produca.

La sicurezza degli sterzi senza bisogno di apposito guidatore a ogni veicolo venne studiata dal sig. Novaretti, ma sull'esito pratico del sistema non abbiamo notizie.

Noi non crediamo apportuno di dare all'argomento una diffusione maggiore, per quanto esso la possa meritare. Ci basta di avere indicato, ed i tecnici lo comprenderanno facilmente, come lo possono comprendere gli uomini d'affari, in qual modo si presenti oggi il problema della automobile in genere ed in ispecie quello della automobile industriale.

Il quale problema, se è interessante a risolvere in vista delle molteplici applicazioni cui può dare origine, e delle risorse che può offrire al progresso della nostra vita civile e delle nostre officine costruttrici di automobili, è ancora in quel periodo di preparazione che lascia vedere però la soluzione non lontana.

Non si può dunque far colpa alle nostre officine se al sorgere della crisi che ha travolto molte industrie, esse non hanno seguìto il consiglio che loro veniva da molte parti, quello cioè di abbandonare l'automobile di lusso, o restringerne la produzione, per dedicarsi alla automobile industriale. Per quanto ciò potesse essere nei loro desideri, esse ancora non lo potevano, perchè il problema non era risolto. Notisi poi che il nostro paese è per tale soluzione in una posizione assai difficile; poichè il combustibile che i paesi vicini adoperano per l'automobile industriale ha prezzo troppo elevato in Italia, perchè sia possibile e logico seguire gli esempi che ci vengono di oltr'alpe.

§ 3.

La navigazione automobile.

1. Calcolo del lavoro richiesto per un motore di navigazione. — La navigazione automobile – fluviale, lacuale, marittima – costituisce una delle più importanti applicazioni del motore a combustione. Limitata fin qui al campo sportivo, coi *racers* ed i *cruisers* sono evidenti ormai i segni di un largo impiego dei motori veloci nei natanti aventi scopo industriale e militare. Qui l'applicazione dei motori a combustione di vario tipo si presenta certo più agevole che nell'automobile, essendovi minori esigenze per rispetto al peso, e per gli apparati coi quali si genera il gas combustibile.

Procedendo come abbiamo fatto per le automobili terrestri, diamo prima le indicazioni circa la *forza motrice* occorrente.

Il propulsore più impiegato nella navigazione è l'elica; noi ci occupiamo soltanto di esso, dappoichè le altre forme di propulsori, come le ruote, hanno un rendimento minore e tendono a scomparire. I tentativi che si fanno per rimetterle in onore, se giustificati da qualche speciale circostanza di impiego locale, non sono interamente logici.

L'elica è una vite a filetto multiplo (2-3-4 filetti), la quale si muove nella massa liquida che agisce come madrevite a filetto universale, nella quale quindi possono far presa eliche di qualsiasi passo, diametro e forma. Frattanto è constatato che lo spostamento reale del natante è generalmente inferiore al passo dell'elica, e la differenza si denomina il *regresso*.

Il lavoro L in chgmetri necessario per dare ad un galleggiante di sezione maestra determinata una velocità v in m. al 1″ è espresso da

$$L = \eta . R . v$$

essendo R la resistenza opposta dal galleggiante ed η il rendimento dell'elica.

Il valore di R in chg. (resistenza del galleggiante alla propulsione) è proporzionale alla superficie S immersa della sezione maestra, e cioè alla

proiezione del natante immerso nel senso del moto e al quadrato della velocità, k essendo il coefficiente di proporzionalità, cioè:

$$R = k \cdot S \cdot v^2,$$

ottenendosi così:

$$L = \eta \cdot k \cdot S\, v^3 . = m\, S\, v^3.$$

Il valore di k è in relazione al profilo del natante, al suo grado di finezza (e, nel caso di canali, al rapporto tra la sezione del canale e quella immersa del galleggiante).

Il valore di m che congloba i due coefficienti η e k dicesi *coefficiente di utilizzazione*. Dalla relazione precedente risulta il valore di v o quello di m.

L'espressione del lavoro in cavalli N_e occorrente sull'asse del motore è

$$N_e = \frac{m}{75} S \cdot v^3.$$

Ordinariamente però nelle formole si esprime v in nodi all'ora (il nodo = m. 1852), e non in m. al 1″; in tal caso l'espressione si scrive:

$$N_e = m_1\, S\, v^3,$$

ed il coefficiente di utilizzazione m_1 è eguale a $2 \sim 2{,}5$ colle forme ordinarie fini, colle meno fini $2{,}5 \sim 3{,}5$; ma per le forme più tozze può salire anche a 5.

Corrispondentemente al valore di m_1 il valore di m sarà dato dalla relazione $m = 535 \cdot m_1$.

Noi abbiamo accettato il valore sperimentale del coefficiente di utilizzazione senza farne l'analisi, e per lo scopo nostro è bastevole. Ma è bene ricordare brevemente gli elementi da cui discende. I quali, per ciò che riflette il natante (k), sono i seguenti:

1° la resistenza d'attrito dell'acqua sulla superficie della chiglia che porta alla naturale conclusione che il natante deve essere di larghezza limitata e di grande lunghezza, e a superficie ben liscia;

2° la formazione delle onde, alla prora, e cioè la resistenza alla penetrazione nell'acqua, e quella del moto ondoso che ne deriva a poppa e a prora;

3° la resistenza all'aria nel caso delle grandi velocità.

Per ciò che si riferisce al rendimento dell'elica si debbono fare le seguenti osservazioni. Considerando un'elica in moto, ed un elemento della stessa, l'acqua vi reagisce contro in due modi: direttamente, con una spinta normale all'elemento stesso; indirettamente, con uno sforzo di attrito tangente all'elemento stesso. Questi due sforzi dànno origine a due spinte assiali P, p, il cui valore utile $P - p$ produce la propulsione, e a due reazioni laterali R, r che si sommano per produrre uno sforzo di tensione. Lo sforzo trasmesso all'elica dà così origine ad azioni utili e nocive. Ma tutto ciò suppone che l'acqua sia ferma; così non è; l'elica nel moto trascina in rotazione un cilindro d'acqua al quale imparte una

forza centrifuga; se la velocità è grande, l'acqua non avrà il tempo di rinchiudersi addosso alle ali e creerà il vuoto dietro a sè generando il fenomeno detto di *cavitazione*, fenomeno facile a verificarsi nelle eliche assai veloci, come è spesso il caso nei natanti automotori. D'altra parte il propulsore, spostandosi col battello, modifica l'*angolo di attacco* che è un fattore essenziale del rendimento, angolo che del resto, per la forma delle ali, si modifica dal centro alla periferia.

I risultati sperimentali dànno come conseguenza: 1° che la spinta normale sulle eliche è proporzionale al quadrato della distanza dall'asse, ciò che proverebbe come le eliche di grande diametro hanno rendimento superiore a quelle di piccolo diametro; più l'elica è piccola più converrà darle forma di ventaglio allargantesi dal mozzo alla periferia; 2° che la cavitazione, fenomeno a temere pel rendimento colle eliche veloci, si può evitare in certo grado con ali a generatrice curva ed inclinata sull'asse. Poichè è dimostrato che la cavitazione è dovuta in parte ad un eccesso di lavoro richiesto alle ali per unità di superficie, ed in parte alle velocità periferiche troppo elevate, è stato anche determinato, pel primo caso, il limite critico della pressione specifica sulle ali, che è di circa chg. 0,7 a 0,9 per cmq. e per profondità dell'elica sotto m. 0,30 dalla superficie dell'acqua; e pel secondo caso della cavitazione derivante da eccesso di velocità periferica, si è trovato che la pressione critica, di cui abbiamo dato il valor massimo, riferita all'estremo dell'ala, non deve superare chg. 0,07 per cmq. e per ogni 300 metri di velocità periferica al minuto, questa essendo compresa fra 2500 e 5000 metri al minuto per eliche a grande velocità, e per eliche a velocità limitata fra 1000 e 2000.

I due fattori principali che occorre determinare per proporzionare una elica sono: il *rapporto del passo* (rapporto tra il passo ed il diametro esterno) ed il *rapporto di superficie* (rapporto tra la superficie sviluppata delle ali e l'arco del circolo che lo contiene). Nelle eliche ordinarie il rapporto del passo varia da 1 a 1,50, in media 1,20; in quelle veloci da 0,70 a 0,90, in media 0,80. Il passo cioè è più piccolo del diametro nelle eliche veloci. Nelle stesse eliche invece si tende ad aumentare il rapporto superficiale; questo rapporto fissato da Froude a 0,2, salito poi a 0,25 circa, è cresciuto nelle piccole unità marittime veloci a 0,32 ~ 0,35. Per le eliche dei canotti automobili si arriva anche a 0,55.

È provato comunque che il rendimento dipende dalla relazione che esiste tra le dimensioni dell'elica e la sua velocità di rotazione. Il rendimento cioè è massimo a velocità determinata, oltre il qual limite scema bruscamente. Nelle buone eliche, a velocità appropriata, il rendimento massimo varia da 0,70 ~ 0,78.

Comunque, poichè l'elica veloce è quella che più interessa l'applicazione dei motori a grande velocità, è bene stabilire che, più essa è veloce, più deve avere piccolo passo rispetto al diametro e presentare una forma a ventaglio protesa verso la scìa.

2. **Le applicazioni del motore a combustione in navigazione.** — Posté queste generali considerazioni sulle eliche e sul lavoro, veniamo a dire, in linea generale, dell'attacco del motore, della trasmissione e delle particolarità richieste ad un motore destinato al servizio della navigazione, sia sportiva, sia utilitaria.

Premettiamo che i natanti, ai quali finora è stata applicata la motrice veloce automobile e appartenenti alla categoria delle applicazioni sportive, sono di due specie: i *racers* (canotti da corsa) e i *cruisers* (canotti da crociera). Nel primo tipo tutto è sacrificato alla velocità, nessuna esigenza avendosi per esso in ciò che riflette il *comfort*, o il trasporto di un carico utile qualsiasi; nel secondo invece i limiti di velocità sono più modesti, ma vi si richiede lo spazio pel trasporto di persone in numero più o meno grande, con accessori di comodità, e talvolta di lusso. Come la vettura da turismo è derivata dalla vettura da corsa, così il *cruiser* è derivato dal *racer*.

Ma l'applicazione del motore veloce a combustione ha presto invaso anche nella navigazione il campo delle applicazioni utilitarie. Così lo si è visto prendere il posto del vapore nelle scialuppe annesse alle grandi navi (applicazione tuttavia che tecnicamente non differisce da quella dei *cruisers*), nei battelli di trasporto dello stesso tipo, nei battelli per pesca, nei rimorchiatori per il servizio portuale, e per i trasporti fluviali e simili. Aggiungasi che sono stati pubblicati gli studi per la loro applicazione ai grandi piroscafi di trasporto per passeggeri e merci, fino ai grandi transatlantici.

La marina militare ha dato, nei vari paesi, l'esempio della applicazione di tali motori al vero e proprio materiale da guerra, specie coi sommergibili; gli studi che si fanno per la loro applicazione alle torpediniere lasciano prevedere il successo anche in questo terreno.

L'automobilismo nautico industriale ha di fronte a sè un problema sotto un certo aspetto più facile a risolvere che non quello terrestre; ma ha delle esigenze assolute che ne hanno ritardato finora lo sviluppo. La maggior facilità dipende dal fatto che il congegno di trasmissione tra il motore ed il propulsore è più semplice, che le difficoltà economiche non sono ostacolate dal grave problema dei pneumatici e delle gomme, che lo sviluppo di forza richiesto al motore è costante, e che il problema del raffreddamento non implica alcuna seria difficoltà.

Le esigenze che hanno ostacolato lo sviluppo sono varie, e in primo luogo tecniche, in quanto si richiedeva la costruzione di motori capaci di un durevole e sicuro funzionamento sotto un carico costante. Il motore di automobile terrestre si può considerare, nella più parte dei suoi impieghi, come un ozioso di fronte al motore di navigazione, il quale corrisponderebbe al primo solo quando lo stesso debba funzionare in modo continuo risalendo una pendenza costante o quasi. Ma tale difficoltà di ordine meccanico, o è risoluta per molti impieghi, o è facile a risolversi.

Più difficile è soddisfare l'altra esigenza, tutta economica, di vincere colla economia di combustibile la concorrenza degli altri mezzi di trasporto

acqueo, e precisamente la forza motrice a vapore che vi tiene quasi incontrastato il campo.

I vantaggi del motore veloce a combustione di fronte alla motrice a vapore sono:

a) la riduzione del peso, che, a seconda della velocità del motore e della natura degli apparati generatori, è di $^1/_{10}$ a $^1/_4$ degli apparati a vapore di pari forza;

b) la riduzione del volume, circostanza questa che, congiuntamente alla prima, rende possibile una migliore utilizzazione della forza motrice pel trasporto di un maggior carico;

c) il maggior rendimento, poichè, sia che si tratti di benzina, petrolio, olio pesante o gas povero, il consumo di calorìe per cavallo non supera le 4000, mentre nelle motrici a vapore di navigazione non è inferiore nelle migliori condizioni a 9000, e in molti casi, e per le medie potenze, sta al di sopra delle 14.000.

Questa considerazione capitale deve essere il fondamento delle applicazioni industriali del motore a combustione nella navigazione. Ma il problema pratico non è solo quello del consumo di calorìe; esso si fonde coll'altro del costo della calorìa; essendo necessario che il costo stesso, moltiplicato pel numero delle calorìe consumate, sia notevolmente al di sotto dell'eguale prodotto per la motrice a vapore.

Solo la ragione di una notevole economia può far passare in seconda linea alcuni vantaggi indubbi insiti nel funzionamento a vapore, e che riflettono principalmente la maggior comodità di manovra, il più facile e sicuro avviamento, ed il comando diretto sulla motrice della marcia indietro.

Ora, se si considera che in Italia 1000 calorìe hanno i seguenti prezzi: per benzina lire 0,065, per petrolio d'illuminazione lire 0,055, per petrolii greggi lire 0,03, per olii pesanti, residui di distillazione del petrolio, lire 0,012-0,015, per antracite lire 0,0062, pel litantrace lire 0,0057, se ne desume che il costo del cavallo-ora sarà:

per benzina	lire	0,26
» petrolio di illuminazione	»	0,22
» petrolii greggi	»	0,12
» olii pesanti	»	0,05-0,06
» antracite (gas povero)	»	0,025
» litantrace (vapore)	»	0,08

Non è dunque possibile nel campo industriale della navigazione una lotta seria contro la navigazione a vapore da parte della benzina e del petrolio; potrà per qualche caso convenire l'uso dei petrolii greggi, come sappiamo utilizzabili con vaporizzatori e polverizzatori speciali, ma solo per piccoli trasporti e per lavori intermittenti. La lotta contro la motrice a vapore si concentra nell'impiego degli olii pesanti e del gas povero. Ma pei primi la differenza di prezzo a favore è così limitata, e gli inconvenienti

insiti nel loro ciclo sono di tal natura che non basta questa leggera differenza, che può anche annullarsi per le forze maggiori, a stabilire un elemento sicuro di superiorità. Diversa è la condizione di fatto che si riferisce al gas povero generato coll'antracite (condizione di fatto che migliorerebbe a suo favore impiegando, invece che dell'antracite, dei litantraci magri). Qui il rapporto di spesa tra vapore e gas povero è superiore a 3. Talchè per un natante di 250 cavalli, funzionante 200 giorni all'anno per 10 ore, si avrebbe col vapore una spesa annua di lire 40.000 e col gas povero di lire 12.500, realizzando un beneficio netto di lire 27.500!

Questo stato di cose si presenta ben definito nella navigazione industriale, e non è intralciato nella sua analisi da altre considerazioni secondarie che riflettono l'esercizio. Anzi molte considerazioni vi sono favorevoli, oltre alle già citate del peso e del volume, quali il limitato consumo di acqua e la nessuna esigenza sulla qualità delle acque impiegate, il nessun pericolo e le riparazioni minori richieste dall'apparato generatore, le minori esigenze e fatiche per il personale.

Ma esiste il motore atto alla navigazione, sia fluviale che marittima? Certamente gli studi e le esperienze sono stati iniziati con vigore in questi ultimi anni, ed il problema, se non risolto in tutti i suoi dettagli, è assai prossimo ad una soluzione definitiva. Alla quale crediamo di aver contribuito in non lieve misura nelle esperienze di navigazione fluviale sul Po da Venezia a Milano, compiute dalla Società di navigazione N.A.V.I. sotto la direzione dell'autore, e delle quali faremo cenno in appresso.

Ora ci limitiamo a dire che il progresso della navigazione interna in Italia, argomento di vitale interesse pel nostro paese, oltre che nella ragionevole sistemazione delle vie d'acqua, non può aver soluzione positiva e seria se non coll'impiego di *rimorchiatori automobili funzionanti a gas povero*. L'esperienza di una simile navigazione a vapore ha dimostrato del resto, a sufficienza, che i profitti ne sono assai incerti, data la natura del trasporto e delle merci che, povere quali sono, importano tariffe assai ridotte. Tutto ciò che può rendere attivo il servizio di navigazione interna è l'economia di combustibile; le altre spese di esercizio rimanendo costanti, questa economia soltanto può concedere il profitto. Una speciale circostanza insita nella nostra navigazione interna corrobora questa conclusione, ed è cioè che il massimo del carico è sempre trasportato contro corrente, il che significa che la forza richiesta per effettuarlo è proporzionatamente più elevata e quindi più elevato il consumo di carbone.

3. Caratteri tecnici del motore a combustione per navigazione, e degli elementi accessorii. — Premesse queste considerazioni generali sui tipi dei natanti sì sportivi che industriali, ai quali può essere applicato il motore a combustione, veniamo ad esaminare le proprietà generali tecniche che sono caratteristiche del motore veloce per questa particolare applicazione.

Il carattere del motore di navigazione è essenzialmente quello di dover sempre vincere la stessa resistenza all'incirca; sole variazioni nella medesima quelle create dalla manovra del timone. L'elica regola matematicamente l'equilibrio tra la forza fornita dal motore e la resistenza della imbarcazione. Stabilito questo equilibrio una volta, esso non ha tendenza a modificarsi. Da questa condizione risulta che il motore può essere registrato nelle migliori condizioni possibili per la sua marcia in pieno, potendosi appunto registrare la marcia così da ottenere il massimo di utilizzazione. Fissato dunque il numero di giri del motore si dovrà stabilire l'elica così che essa conduca a raggiungere pel motore il numero di giri suddetto. È una difficoltà questa che non riguarda il motore ma lo stabilimento dell'elica di propulsione. Le deficienze che talvolta si incontrano a tale riguardo sono generalmente da attribuirsi alle eliche e non al motore.

L'attacco del motore all'elica deve avvenire sempre col mezzo di apposito *innesto*. La prima condizione della messa in moto del motore col mezzo di una forza esterna, condizione che è insita nella natura del motore, rende impossibile evitare l'innesto. Tuttavia le condizioni di azione ne sono alquanto diverse che nell'automobile terrestre. In questa l'innesto interviene in ogni momento nella funzione della macchina, causa i numerosi cambiamenti che si richiedono nelle sue velocità; nella navigazione l'innesto interviene solo per il periodo di messa in marcia, di arresto o di marcia indietro. La sua manovra si può quindi considerare come eccezionale, nei periodi in cui il natante deve accostarsi allo scalo. Il legame tra l'elica ed il motore non richiedendo che rare interruzioni, le esigenze di innesti complicati per ottenere la gradualità dell'impegno non si incontrano in questi casi. Aggiungasi d'altra parte che l'elica stessa agisce fino ad un certo punto come innesto, pattinando, per così dire, essa stessa nell'acqua, se una resistenza troppo forte si opponesse per caso alla propulsione; sarebbe quindi inutile una manovra intempestiva dell'innesto quando la funzione ne è compiuta dall'elica stessa. Questa azione dell'elica si verifica anche alla messa in moto, onde, nel caso di navigazione, la brutalità dell'innesto non può impartire scosse e vibrazioni al natante. Potendosi dunque adoperare mezzi energici e quasi brutali di innesto, l'uso di innesti a coni con superficie elastica di unione sembra meno appropriato; quanto meno il contatto tra la parte fissa e mobile dell'innesto si farà metallico, e si ritiene generalmente preferibile l'innesto a superfici di contatto cilindriche, di azione più potente, meno facile al dissesto, ed avente in più il vantaggio di sopprimere le reazioni longitudinali dirette lungo l'asse dell'albero motore, o sui collari di comando dell'innesto. La vera formola dell'innesto per navigazione è quindi l'innesto a segmenti metallici a reazioni equilibrate sull'asse, senza effetto sugli organi di comando. Occorre anche che l'innesto sia molto potente sotto piccole dimensioni relativamente, poichè la distanza disponibile tra il fondo della carena e il centro dell'albero motore è sempre piccola.

Diciamo ora della *trasmissione*. — Questo della trasmissione è un problema strettamente nautico e che riflette l'elica. Si è ritenuto fino a poco tempo fa che l'elica non potesse funzionare utilmente al numero di giri elevato dei motori veloci. Ma si è già notato che il fenomeno della cavitazione, il vero temibile alle alte velocità, poteva eliminarsi quando si avesse cura di limitare la pressione superficiale sulla proiezione delle ali nel senso del moto a chg. 0,8 per cmq., il che in ultima analisi corrisponde a permettere alla elica un elevato numero di giri scemandone il passo, purchè se ne faccia il diametro abbastanza grande. Queste constatazioni hanno dimostrato come l'elica si adatti bene anche alle grandi velocità. In tal caso il collegamento dell'albero dell'elica coll'albero motore si fa diretto senza interposizione di ingranaggi. In pratica per i canotti automobili veloci (*racers* e *cruisers*) non si incontrano che rare eccezioni a questa regola, sicchè motore ed elica girano sempre alla stessa velocità.

Nei *racers* e *cruisers*, causa la forma della chiglia e della poppa, e per un buon collocamento dell'elica nel mezzo liquido, data anche la limitata immersione e l'adattamento possibile a limitato tirante d'acqua, l'albero dell'elica è inclinato. Un uso abbastanza in voga era quello di disporre di un cardano sulla linea degli alberi per modo da poter rialzare il motore e disporlo orizzontale. Ma si è presto rinunciato a tale disposizione, collocando gli assi uno nella direzione dell'altro, sicchè il motore assume posizione obliqua, cosa senza inconvenienti, salvo la necessità di alcune precauzioni per la lubrificazione. Talvolta, malgrado la direzione dell'albero sia rettilinea, si conserva tuttavia uno dei cardani, o entrambi, o articolazioni più semplici, onde rimediare ai dislivelli che possono derivare dalla flessione della chiglia o da altre cause, che generano pressioni eccezionali sui sopporti e sulle scatole a stoppa nel punto in cui l'albero esce dalla carena.

I sopporti di sostegno dell'albero si fanno con cuscini a sfere; ed anche il sopporto di spinta, che riceve la pressione assiale dall'elica, che è fatto ad anelli nelle costruzioni ordinarie, è generalmente sostituito, nei battelli automobili, con sopporto di spinta a sfere a doppio ordine di sfere, uno per la marcia avanti e l'altro per la marcia indietro.

Nota la velocità del natante v al m. al 1″, lo sforzo in cavalli N del motore, stabilito in 0,70 il rendimento dell'elica, la spinta assiale p sostenuta dal sopporto a sfere si determina colla relazione:

$$p = \frac{0{,}70\ \mathrm{N} \cdot 75}{v}. \qquad (1)$$

Il valore della pressione unitaria sulla superficie proiettata dalle ali (che non deve eccedere chg. 0,7 ~ 0,8 per cmq.) si determina per mq. colla

$$p_1 = \frac{p}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot \alpha} \qquad (2)$$

ove d è il diametro dell'elica, α il rapporto fra la superficie del circolo di diametro d e quella delle ali proiettate su esso, rapporto che varia da 0,25 a 0,35.

Di qui ne derivano alcune considerazioni che riguardano anche il sistema di trasmissione nel caso di natanti industriali, per i quali, siano essi destinati alle persone, ovvero alle merci, il valore della velocità massima è spesso minore che nei canotti.

Se la velocità v del natante scema ed N cresce, come è generalmente il caso dei trasporti industriali, il valore di p tende a crescere; e poichè con esso crescerebbe anche p_1 ne risulta la necessità di aumentare d, cioè il diametro dell'elica. Esistendo però sperimentalmente la convenienza di mantenere il rapporto tra passo e diametro fra certi limiti, se cresce d deve crescere anche il passo, e ciò non è possibile senza scemare la velocità di rotazione dell'elica; onde la convenienza, in alcuni casi, se il motore è a troppo grande numero di giri, di ridurre quelli dell'elica con un conveniente rapporto di trasmissione a ruote dentate.

Di qui anche risulta un'altra conseguenza. Se il diametro dell'elica è troppo grande, e le condizioni del tirante d'acqua non lo consentono, si deve allora ricorrere alla molteplicità delle eliche, a due od anche a tre eliche, mosse dal motore unico con ruote dentate, ovvero mossa ciascuna dal rispettivo motore.

La riduzione della velocità e la moltiplicazione delle eliche (questa suggerita anche da altre circostanze) possono essere imposte da considerazioni pratiche e teoriche, che trovano però la loro ragione d'essere nei galleggianti a forte carico, con velocità più o meno grande, sia per navigazione marittima che per navigazione fluviale.

La moltiplicazione delle eliche ed il comando col mezzo di motori distinti, formando gruppi speciali di motore ed elica, è ormai regola generale per le grandi navi, e la sua adozione presenta notevoli benefizi. Ma ciò è fatto con motori a vapore. Può egualmente farsi con motori a combustione?

Molti ritengono di no; e che dovendo usare due eliche o tre convenga far uso di un motore unico, collegando poi le eliche con ingranaggi, sì da dar loro lo stesso numero di giri ed un senso di rotazione contrario da una all'altra rispetto alla mezzeria; ovvero ritengono che, se si vuol fare uso di due motori, essendo difficile ottenere dai due motori l'istessa velocità, sia necessario collegare il movimento delle eliche onde ottenere l'eguale numero di giri sulle medesime. La regolarità di marcia delle macchine a vapore, e le meno frequenti cause che le alterano, sono invece per esse bastevoli a mantenere l'indipendenza delle eliche; questa regolarità assoluta è invece deficiente nei motori a combustione per molteplici cause, e può essere facilmente alterata da uno all'altro. Concludendo, o un motore unico, o due motori a movimento collegato. Questo per i natanti di una certa potenza, dappoichè allo stato attuale crediamo che fino al limite di 300 cavalli possa bastare un motore unico a sei od otto cilindri.

Si domanda anche se al motore di navigazione è opportuno applicare il *cambio di velocità;* or questo, sebbene qualche volta applicato, è effettivamente inutile; il motore fornendo tutta la sua forza in regime normale, basta, ove si voglia moderare la velocità della imbarcazione ed ottenere quella marcia che si desidera, agire semplicemente o sull'organo regolatore della miscela, se non esiste regolatore automatico, o sull'alzata delle valvole, o sull'innesto nel caso di manovra.

Ciò porterebbe anche a concludere che si possa senza inconveniente sopprimere il *regolatore*, come si fa nelle vetture automobili; per le piccole forze, per i canotti veloci, può accettarsi senz'altro questa soppressione, avendo cura di assicurarsi di qualche precauzione per la messa in moto e per la marcia a vuoto onde evitare la fuga del motore. Ma nelle grosse macchine, per la navigazione industriale e militare, non sarebbe consigliabile la soppressione del regolatore, poichè l'eccesso di velocità per macchine così potenti potrebbe divenire grande e pericoloso, se ne è affidata l'azione moderatrice al solo comando dell'uomo.

Quanto all'*equilibrio* del motore si è ritenuto che non fosse necessario l'uso di macchine a perfetto equilibrio, e che da tal lato si potesse usare una maggiore tolleranza che nelle vetture automobili. Ma vi è qui un errore di apprezzamento poichè più ancora che nell'automobile terrestre sono dannose le trepidazioni in navigazione. Queste si trasmettono alla carena, le cui chiodature sono esposte a deformazioni e a dissesto, che, nel caso più favorevole, ne danneggiano l'ermeticità. È molto facile che si stabilisca un sincronismo tra i periodi vibratori del motore e quelli proprii della chiglia. Ora questi ultimi non sono punto in stretta relazione colla velocità del motore; anzi il più spesso, per le velocità medie, si verificano dei punti critici per i quali le vibrazioni della chiglia sono di speciale intensità, mentre per velocità più piccole e più grandi del motore esse sono meno sensibili. A questo proposito è bene notare che un natante è molto più indipendente dall'acqua che non una vettura dalla strada su cui corre; onde ne risulta che il motore dà delle reazioni più intense su un natante che non sopra una vettura.

Questa necessità di eliminare le vibrazioni consiglia a scegliere i tipi più perfettamente equilibrati, sia per l'uniformità della coppia motrice, come per l'equilibrio delle forze e dei momenti di inerzia. Il quattro cilindri dovrebbe essere anche in tal caso il tipo ideale col numero minimo di cilindri; si ricorrerà ad un numero minore di cilindri quando la forza sia piccola rispetto alla massa del galleggiante, e si crescerà il numero dei cilindri quando si vogliano sviluppare forze maggiori; ed, oltre un dato limite, si dovranno moltiplicare le macchine.

Diciamo ora due parole circa la *potenza specifica dei motori.* — Certamente è vantaggioso che il motore abbia una grande potenza specifica, e, cioè, sia capace di sviluppare molta forza con peso limitato; ma questa

esigenza non è così assoluta in navigazione come nelle automobili o nella aviazione; e ciò collima colla necessità di dare al motore una certa robustezza in vista del lavoro costante che lo stesso deve sviluppare durante il servizio. Qualche decina di chilogrammi in più onde renderlo più robusto non influisce in modo apprezzabile sulla resistenza alla propulsione e sulla velocità; pochi millimetri di immersione in più bastano a raggiungere lo scopo. D'altro canto si raggiunge in tal modo lo scopo di una maggiore economia di costruzione, poichè qualche concessione sul peso permette di liberarsi dal vincolo di usare materie speciali e di costo elevato. Tutto, del resto, è affidato al giusto criterio del costruttore.

Questa maggior latitudine sul peso, questa possibile diminuzione della potenza specifica, ha anche il vantaggio di rendere la navigazione più suscettibile di adottare quei sistemi di produzione nell'energia che implicano una sensibile economia nel consumo e nella spesa del combustibile, sebbene ottenuta con apparati che creano un qualche maggior peso ed un qualche maggiore ingombro.

Se, come abbiamo già notato, la navigazione industriale non è possibile se non coll'uso di olii pesanti o di gas povero, non è a credere che la navigazione sportiva (lasciando pure da parte i *racers* da corsa) debba mantenersi fedele all'impiego della benzina generata con carburatori e utilizzata con motori ad esplosione a quattro fasi, mentre le condizioni sono favorevoli per iniziare una razionale emancipazione dal combustibile più costoso. Noi anzi andiamo più in là; e riteniamo che i generatori a gas povero abbiano un logico impiego nella navigazione di diporto qualora agli apparati si dia la disposizione da noi studiata per le automobili; avendosi qui, di fronte alle vetture, il sensibile vantaggio di una maggiore facilità nel lavaggio. Ma questa è applicazione interamente nuova, alla quale non dubitiamo si debba venire in breve progresso di tempo.

Ma, pur limitandoci a considerare l'uso di altri combustibili liquidi diversi dalla benzina, e di questa più economici, noi escluderemo per ora ogni considerazione che riguardi il petrolio greggio di illuminazione o l'alcool, pei quali il beneficio economico è trascurabile, ed ogni considerazione che rifletta gli olii pesanti per i quali il motore leggero velocissimo policilindrico è di là da venire. Ma certamente il petrolio greggio (la nafta) iniettato e polverizzato con pompa entro apposito vaporizzatore che utilizzi il calore dello scarico (con aggiunta contemporanea di acqua, secondo la proposta di Griffin) dovrebbe avere una forte applicazione, come quello che, con pochissimi inconvenienti di fronte alla benzina, scema di colpo alla metà la spesa della forza motrice. E ciò tanto con motori a due tempi, che per questo servizio si diffondono in America, quanto nei motori a quattro tempi, senza carburatore, ma con polverizzatore-vaporizzatore. A questa evoluzione si deve assistere certamente assai presto nella navigazione sportiva, ed è forse torto dei costruttori il non essersene fin qui occupati *ex professo*, cosa che non ha certo facilitata la diffusione di questo

importante ramo dello *sport*, il quale tende ad allargare il proprio campo al di là dei due estremi dei *racers* e dei *cruisers*, tentando coll'idroplano la velocità che il *racer* non può raggiungere, e colle case galleggianti (*Houseboating*) il raffinamento della funzione del *cruiser*.

Per completare questo esame generico sull'applicazione dei motori veloci alla navigazione, ricorderemo brevemente alcuni altri elementi che vi si riferiscono strettamente. Essi riguardano il funzionamento del generatore di gas combustibile, il raffreddamento dei cilindri, l'accensione, la lubrificazione, lo scarico, e infine l'inversione di movimento.

Per i *generatori* di gas noi dobbiamo considerare l'azione dei carburatori e quella dei generatori di gas. Finchè si tratta di moto del natante relativamente lento in acque calme, esigenze speciali su questi apparati non sono necessarie. Ma se noi consideriamo il natante in mare più o meno agitato (anche tenuto conto del fatto per cui nei canotti veloci meno si sentono tutte le ondulazioni e vibrazioni impartite dall'acqua) allora si devono prendere alcune precauzioni.

Per ciò che si riferisce al carburatore si sa che, se le trepidazioni della automobile hanno un'influenza trascurabile sulla regolarità della carburazione, gli è che tali trepidazioni hanno limitata amplitudine e si succedono così rapide da annullare la reciproca influenza. L'amplitudine delle oscillazioni è molto più grande in un natante marittimo, sì da rendere difficile la funzione del galleggiante; alla quale circostanza si aggiunge la somma degli effetti di inerzia della massa liquida nelle tuberie e nei serbatoi, la irregolarità della pressione dell'essenza sulla valvola di presa, e le variazioni di livello tra il liquido al galleggiante e allo sbocco dal gigleur. In queste condizioni, la cui manifestazione può essere assai varia secondo l'importanza delle oscillazioni, il rimedio migliore è quello di mettere la benzina sotto una leggera pressione, il che basta per eliminare ogni problema relativo all'inerzia e al dislivello, e aver cura di disporre il carburatore in un asse vicino all'asse di oscillazione del battello.

Per gli apparati generatori di gas povero, per quelle condizioni stesse di agitazione del natante che sono proprie della navigazione marittima, sono assolutamente da escludere i generatori contenenti una riserva d'acqua il cui livello cambiando direzione possa ostruire i condotti, come è da escludere nei depuratori l'azione del lavaggio per effetto di semplice gravità. Ma, provvisto a queste due circostanze, il generatore di gas presenta assai maggiore comodità di un generatore di vapore, anche indipendentemente dal vantaggio della maggiore concentrazione di volume e diminuzione di peso.

Il *raffreddamento* del motore è in navigazione una questione accessoria; l'acqua essendo abbondante, e potendo l'acqua salsa usarsi senza inconvenienti. Il solo vero pericolo è di peccare per eccesso nella circolazione, sottraendo per opera di questa un troppo grande numero di calorie che potrebbero essere trasformate in lavoro. È quindi regola assoluta di disporre sulle tuberie di mezzi per regolare l'afflusso dell'acqua. Per i canotti veloci

deve esser fatta un'altra osservazione: nei *racers* specialmente, che tendono a strisciare sulle onde od a saltare da un'onda all'altra, ogni punto della carena è soggetto ad uscire dall'acqua, e ciò può bastare per togliere l'adescamento alla pompa; i *racers* d'altra parte hanno sempre piccola immersione, ciò che implica di necessità un debole carico sulla pompa, o nessun carico; inoltre l'acqua passa con tale rapidità davanti all'imbocco d'aspirazione che invece di aversi pressione sulla valvola si ha spesso una depressione. Per evitare questi multipli inconvenienti conviene disporre la presa d'acqua a imbuto diretto verso prora onde provocare il riadescamento automatico pel movimento stesso del battello. L'inconveniente di questi imbuti è di ostruirsi facilmente. Contro tale pericolo il solo rimedio è quello di disporre due prese d'acqua ed un robinetto a tre vie che permetta la aspirazione d'acqua da una o dall'altra.

L'*accensione* elettrica, la sola, come sappiamo, possibile nei nostri motori veloci, richiede, pel servizio di navigazione, cure speciali. Malgrado ogni miglior chiusura, specie nei canotti veloci, l'acqua o l'aria carica di goccie impercettibili s'infiltrano ovunque, rendendo umidi gli apparati elettrici. Occorrono dunque speciali precauzioni per isolare l'accensione, quindi guaine pei fili, coperture pei magneti, ecc.

Per la *lubrificazione* notisi che la navigazione in servizio marittimo dà luogo a inclinazioni viariabili. L'olio, che dovrebbe stabilirsi a livello determinato nel carter rispetto all'asse dell'albero, si dispone allora, nei varî movimenti trasversali e longitudinali, senza regola, esponendo alcune parti al pericolo di riscaldo. Nei canotti automobili poi in cui generalmente l'asse del motore è inclinato, l'olio tende ad accumularsi nel carter sotto il cilindro posteriore; è quindi necessario disporre una parete di chiusura fra cilindro e cilindro, ed è opportuno che la lubrificazione sia assicurata per pressione (per pompa o per gravità).

Per ciò che riguarda lo *scarico*, l'argomento non ha molta importanza. Qualche poco di rumore in più non può dare nella navigazione le noie che dà coll'automobile. Per i grandi natanti si disporrà per lo scarico di un barilotto semplice quale si usa nei motori fissi, che ammorza il rumore senza creare speciali resistenze. Lo scarico dunque, tanto nelle piccole che nelle grosse navi, si dirige o verso l'alto in una specie di camino, o alla prora. Per battelli veloci si usa di inviare i gas di scarico attraverso la chiglia a circa 10 cm. sotto la linea di galleggiamento. La condensazione brusca che subiscono i gas a contatto dell'acqua ammorza il rumore ed elimina il fumo ed i cattivi odori. Ciò crea qualche resistenza, che per i *racers* si giudica già troppo elevata. In questo caso si usa un'altra disposizione che con qualche variante può ricevere applicazione anche nel natante industriale. Il motore si chiude in un cofano che lo protegge dall'acqua, sormontando il cofano con una specie di camino nel quale si fa sboccare l'estremo del tubo di scarico come nelle locomotive; ne segue una viva aspirazione che rinnova l'aria nella camera del motore.

Si usa anche nei *cruisers*, e sarebbe utile usarne nei natanti industriali, di una iniezione d'acqua nel tubo di scarico, che, provocando il raffreddamento del fumo e la condensazione del vapore d'acqua contenutovi, migliora, per la scemata contropressione, il funzionamento del motore.

Infine diremo due parole della *marcia indietro*, problema assai più importante nell'automobilismo nautico che non in quello terrestre, e ne costituisce uno dei punti più delicati. Noi abbiamo esaminato già questo argomento in capitolo apposito, onde qui non ci resta che a completarlo in quella parte che si riferisce alla navigazione. Ora, per questo speciale caso, diremo che, oltre ai mezzi meccanici di inversione già esaminati, è molto in uso il sistema delle *eliche ad ali reversibili* allo scopo di evitare la complicazione di questi apparati, l'ingombro che essi creano, e la facilità dei loro dissesti. Anzi, malgrado i difetti che si rimproverano a tal mezzo di inversione, esso tende a diffondersi sempre più.

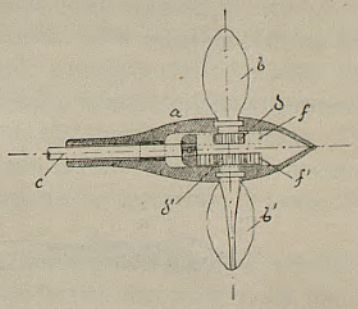


Fig. 317.

Diversi sono i sistemi; in genere però riposano tutti sullo stesso principio. Uno dei più comuni è quello rappresentato dalla figura 317. L'albero dell'elica è cavo e porta all'estremo un rigonfiamento in due pezzi nel quale sono inserite le ali *b b'* costituenti il propulsore; esse ali sono munite di perni che terminano coi rocchetti *d d'*. Tali rocchetti ingranano colla doppia dentiera *f f'* collegata all'albero di comando *c*. Secondo che dall'interno del battello si impegna o si ritira l'albero, si orientano le ali in un senso o nell'altro, provocando la marcia avanti, la marcia indietro, o l'arresto.

Simile al precedente è il meccanismo Forest ove alle ruote cilindriche ed alla dentiera è sostituito un gruppo di ruote coniche. In altre disposizioni il comando si effettua a mezzo di bielle come nell'elica Gleason e nell'elica di Jessé, non richiedenti speciali spiegazioni (fig. 318-319).

È questo il sistema più semplice di inversione e che resterà il più semplice anche qualora sia trovato modo di ottenere l'inversione direttamente sul motore, traendo questa con sè notevoli inevitabili complicazioni costruttive ed una manovra meno pronta. Tuttavia non è a credere che le eliche reversibili non presentino degli inconvenienti. Il mozzo dell'elica si ingrossa e malgrado ciò il meccanismo di manovra delle ali è sempre alquanto fragile; l'ala dell'elica alla sua origine assume forma cilindrica che non è la migliore per lo scopo; il gioco inevitabile nelle ruote dentate e nelle leve non assicura che la posizione delle eliche dia per le stesse la medesima inclinazione. Ma di fronte a questi inconvenienti si hanno vantaggi numerosi, non ultimo quello di ottenere, nelle prove, la registrazione esatta di un passo conveniente per il migliore rendimento.

INDUSTRIAL

È dunque a ritenere che col tempo si divideranno fra loro il campo i sistemi di inversione diretta sul motore o quelli ad elica reversibile; i primi più adatti per le grandi forze, i secondi per le forze piccole e medie.

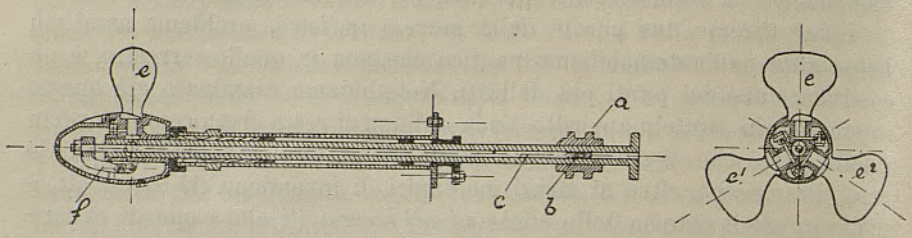


Fig. 318.

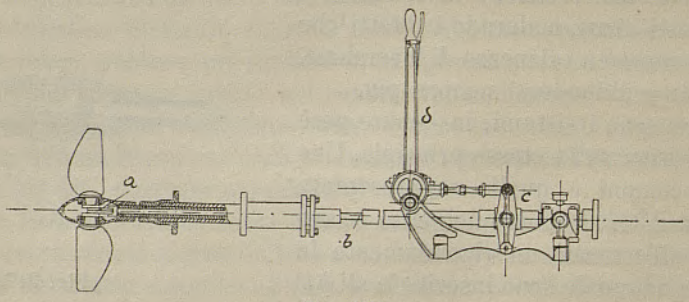


Fig. 319.

Ma finora il sistema semplice di inversione non è trovato, a meno che non venga a predominare il motore a due tempi, cosa ancora lontana per le applicazioni industriali della navigazione che non possono esser fatte se non fondandosi sull'impiego di due combustibili determinati, il gas povero ed i residui di distillazione del petrolio.

4. **Applicazioni nell'automobilismo nautico.** — Esaminati i problemi generali che riflettono l'applicazione dei motori a combustione alla navigazione, veniamo a dire effettivamente delle singole applicazioni per l'automobilismo acqueo sportivo e industriale.

Apppartengono àl primo gruppo il *racer*, il *cruiser*, e, come derivato da questo, l'*yacht*. Appartengono al secondo tutta la serie delle imbarcazioni utilitarie cui già abbiamo accennato, e tutti gli impieghi nel vasto campo della navigazione marittima e fluviale. Il motore a combustione interna ha lottato col motore a vapore nelle installazioni fisse; nella lotta egli è riescito in gran parte vittorioso, avendo sloggiato il motore a vapore dalle installazioni di piccola e di media potenza.

Più agguerrito in seguito al progresso compiuto nella costruzione dei motori veloci, esso affronta ora il rivale in un terreno diverso, quello della navigazione; e, per le forze piccole e medie, è facile preconizzarne il successo.

Il *racer* è il canotto da corsa, e poichè il suo solo obbiettivo è quello della velocità, noi vediamo verificarsi nel medesimo un fatto analogo a quello verificatosi nelle automobili da corsa e cioè l'accumularsi della forza nel piccolo scafo; così si videro canotti di 8 metri di lunghezza portanti motori di 300 cavalli a 24 cilindri, a benzina. Ma pur senza arrivare a questi risultati lo scopo di ottenere la massima potenza specifica si è raggiunto coll'aumentare notevolmente la velocità dello stantuffo sì da rendere un monocilindro a benzina di mm. 100 × 120 capace di 14 cavalli effettivi con 2000 giri. Comunque il tipo di motore classico per canotti da corsa è il motore a benzina a 4 fasi con un numero di cilindri proporzionale alla forza voluta; e le ragioni ne sono evidenti. Le esperienze eseguite sui *racers* dagli ingegneri americani hanno provato che col crescere della velocità la resistenza cresce in una misura ben superiore ai limiti dati dalla formola teorica. Se la resistenza di attrito non aumenta come il quadrato della velocità, se quella dell'aria cresce col quadrato della velocità, le altre resistenze secondarie, specie quella delle onde, possono aumentare nella proporzione del sestuplo della velocità; ma la legge che regola queste variazioni è sconosciuta e la teoria è costretta a dichiararsi impotente lasciando il posto ai dati sperimentali.

Risulta che un canotto di 12 metri di lunghezza funzionando a velocità che variano da 9 a 22 nodi all'ora, richiede un lavoro che pure varia fra i limiti di 15 a 75 cavalli effettivi. Risulta ancora che un canotto il quale richieda 7 cavalli per rimorchiare il proprio scafo a 10 chm. all'ora richiederebbe:

alla velocità di	20	30	40	50	55	60	65	chm.-ora
cavalli	25	42	78	140	180	225	300	

Ciò dimostra la difficoltà di superare anche di pochi chilometri il *record* massimo raggiunto nelle corse precedenti.

Per ciò che riguarda il motore del *racer* abbiamo oltre alle condizioni precedenti quella assoluta della estrema leggerezza. Siamo dunque affatto fuori del campo industriale.

Il *cruiser* ha tratto direttamente il proprio vantaggio dal progresso effettuato nei canotti da corsa. Mentre però nel *racer* tutto è sacrificato alla velocità, nel *cruiser* sono invece essenziali la comodità e il confortabile.

Il tipo diremo più semplice del *cruiser* è il canotto di acqua dolce. Qualunque canotto è accessibile al motore; un canotto di legno lungo m. 3,50 munito di motore a benzina di 2 cavalli può compiere in acqua calma tranquillamente 10-12 chm.; altri battelli da trasporto, e quelli da pesca possono essere muniti di motori ausiliari. In questo caso il tipo che sembra preferibile è il motore a benzina ad uno o due tempi con elica reversibile, ad uno o due cilindri.

Per i canotti un po' più grandi destinati a trasportare un certo numero di passeggeri il motore si colloca al centro, ed una tenda ricopre il canotto.

A partire dalla lunghezza di 8 a 10 metri è possibile munire il battello di un vero attrezzamento da crociera, con cabine, salone, sala da pranzo, *toilette*, ecc.

Lo schema generale della disposizione può desumersi dalle fig. 320-321).

Il motore applicato è generalmente il motore a benzina a quattro cilindri a quattro tempi; vi si applica anche il due tempi a due o quattro

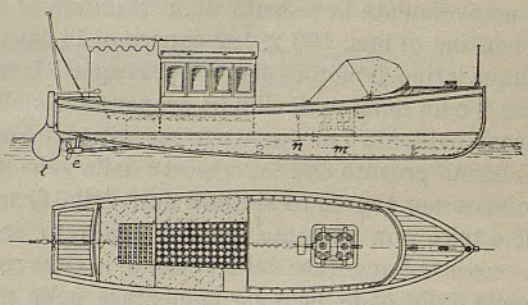


Fig. 320.

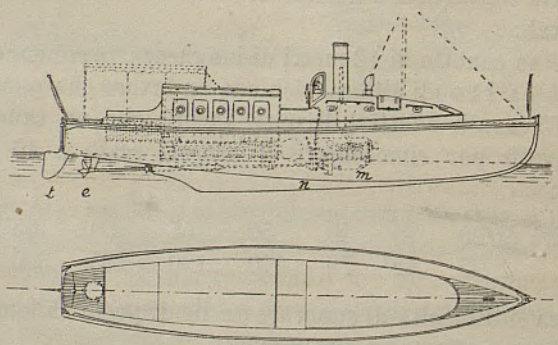


Fig. 321.

cilindri funzionanti a petrolio greggio. Per le ragioni già esposte noi riteniamo facile l'applicazione del quattro tempi a gas povero, di cui, dopo esperienza, si apprezzerebbero i vantaggi economici.

Il *cruiser* di mare in verità non esiste; si usano per lo scopo gli stessi battelli di acqua dolce con qualche leggera variante che li rendono atti a tenere il mare quieto; maggiore altezza sull'acqua, migliore difesa sul davanti, stabilità meglio studiata; la vela serve spesso di sussidio al motore; il *cruiser* vero di mare è l'*yacht* a vela, con motore a combustione. Secondo le dimensioni del natante e la velocità che si vuole, il motore deve essere più o meno potente.

Ma benchè qui si tratti di una applicazione a scopo di diporto, sarebbe assurdo che il costruttore non si preoccupasse della questione dell'economia, tanto più che il motore per *yacht* di una certa potenza raggiunge

una forza assai rilevante, e l'economia nel consumo di combustibile è quindi sensibile nella spesa. Ora poichè il maggior ingombro, il maggior peso, le poche maggiori difficoltà di manovra e di sorveglianza che richiede l'uso dei petrolii greggi, degli olii pesanti, del gas povero sono più che tollerabili, noi crediamo che non vi possa esser ragione perchè debba perdurare l'impiego di un combustibile più costoso, quando con altro più economico si compie in eguali condizioni l'egual servizio.

Seguendo dunque il concetto da noi già espresso anche per questa manifestazione dello *sport* nautico, la sostituzione dei petrolii greggi o meglio ancora degli olii pesanti e del gas povero, coi mezzi meccanici che sono propri a ciascuno di essi, è certamente legittima.

Un'ultima applicazione dell'automobilismo di navigazione è quella delle *case galleggianti* (l'*house-boating*) che tende a diffodersi in Inghilterra ed America, veri battelli galleggianti di forme non fini, ma sui quali è disposta una vera abitazione, e che possiede un piccolo motore ed un apparato propulsore meccanico, od un canotto rimorchiatore di forza modesta, dappoichè l'esigenza di velocità non esiste per questo *sport*. Qui la parte motrice è di importanza trascurabile; ma per questo non vi è ragione di non crearla colla maggiore economia possibile.

Passiamo ora all'*automobilismo nautico industriale*. Se l'impiego della benzina o del petrolio di illuminazione può essere spiegato fino a che non esisteva altro modo per mettere in azione i motori veloci, e per quelle applicazioni nuove nelle quali la concorrenza della navigazione a vapore non si faceva sentire, ben diverso è il caso dell'automobile nautico industriale. Qui la lotta con altri mezzi di trasporto impone condizioni assolute circa la spesa di esercizio. Se l'automobile industriale terrestre trova il terreno in gran parte vergine o sgombro per le proprie applicazioni, ciò che le può permettere di passar sopra ad alcune considerazioni di ordine strettamente economico, la navigazione industriale non può ne potrà prendere posto se non quando il problema economico sarà risolto. Qui si tratta di vincere una concorrenza che esiste, e di creare applicazioni nuove non possibili sino a che resti solo la scelta della propulsione a vapore, come appunto abbiamo accennato essere il caso per la navigazione interna con carichi di merce povera da trasportare contro corrente.

Era dunque agli olii pesanti ed al gas povero che doveva rivolgersi la attenzione dei costruttori, i primi consigliati dal successo del Diesel, i secondi dal successo sempre crescente delle installazioni fisse a gas povero.

Il signor Coster in una serie interessante di monografie ha affermato che, sebbene allo stato attuale del progresso dei motori a gas e dei gasogeni esistano ancora alcuni inconvenienti ed alcune alee che sembrano poco compatibili colla sicurezza di funzionamento che hanno caldaie e motori a vapore in riguardo alle esigenze della navigazione marittima, non è men vero che la *soluzione pratica del problema può ritenersi assai prossima.*

Noi aggiungiamo, e lo dimostreremo colle esperienze del piroscafo *Padus*, che questa soluzione è trovata per la navigazione fluviale, e poco resta a fare per la navigazione marittima.

Il bilancio termico di confronto fra il motore a gas povero col relativo gasogeno, le turbine a vapore e le motrici a vapore a stantuffo, dà il seguente risultato:

Per le motrici a gas: calore convertito in lavoro . .	23 ~ 24 %
» turbine a vapore » . .	12 ~ 13 %
» motrici a vapore a stantuffo grandi	10 ~ 11 %
» » » » piccole	7 ~ 8 %

Riduzione dunque enorme coi motori a gas nel peso di combustibile, nei magazzini di carbone o possibilità di ottenere a pari peso un tragitto doppio o triplo; ai quali vantaggi il Coster aggiunge, e ciò corrisponde a quanto già abbiamo detto, quello del volume e del peso, e quello che la pressione necessaria a produrre il lavoro resta confinata nel cilindro motore, quindi che non vi sono nè caldaie nè condutture suscettibili di scoppiare. Si aggiunga che non vi sarebbero trascinamenti d'acqua a mare cattivo nè colpi d'ariete nelle condotte o nei motori, nè si avrebbe difficoltà alcuna pel carico di combustibile nei tempi cattivi dappoichè basta caricare i gasogeni una volta ogni 12 ore, ed il rullio ed il *tangage* sono più vantaggiosi che dannosi alla conservazione del fuoco.

Certamente le difficoltà che hanno ostacolato questa applicazione non sono state nè sono lievi; esse risiedono nella difficoltà tecnica di costruire gasogeni veramente pratici, capaci di utilizzare qualunque specie di combustibile grasso; conseguentemente nella difficoltà di epurare il gas ottenuto da tali combustibili, infine nella difficoltà di assicurare una condotta perfetta dei motori a gas, sotto l'aspetto della messa in moto, dell'arresto, dell'inversione di moto, e del funzionamento a tutte le velocità.

Un grande passo in questa applicazione è stato fatto da noi nell'uso dei motori veloci accoppiati a gasogeni speciali ad antracite: il passo che resta a fare per l'impiego di combustibili grassi non è impossibile, ove si consideri che sono già noti i mezzi per trasformare in gas permanenti i primi prodotti di distillazione dei gasogeni, ed ove si consideri che coi motori veloci, anche di forza rilevante, i problemi dell'avviamento, della inversione e della regolazione si presentano molto più facili a risolvere.

In questo l'applicazione da noi fatta al piroscafo *Padus* costituisce un esempio che apre all'impiego del gas povero un avvenire che sembrava lontano. I battelli di trasporto sui fiumi, i battelli da pesca, quelli di cabotaggio sul mare, i rimorchiatori marittimi e fluviali sono applicazioni nelle quali si va da un limite di 50 a 400 cavalli, e che, allo stato odierno e dopo le esperienze da noi eseguite, sono interamente pratiche. Ma la costruzione non si ferma qui, essa esamina già il problema dell'impiego del gas povero nei grandi piroscafi per trasporto di merci e di persone, richiedenti qualche

migliaio di cavalli, e lo spirito di invenzione si spinge fino a studiare la trasformazione dei grandi transatlantici colla forza motrice a gas.

Il concorrente unico della forza motrice a gas povero per sostituire il vapore nella navigazione industriale è l'olio pesante. Ma questa concorrenza non è allo stato odierno ancora temibile. Già vedemmo che il costo del cavallo-ora è quasi doppio coll'olio pesante che non col gas povero; ma non ne sono migliori le condizioni di messa in marcia e di funzionamento.

E le ragioni sono abbastanza chiare se si ha riferimento a quanto dicemmo al cap. III.

In definitiva, fino ad oggi, per la navigazione industriale si costruiscono motori a petrolio da illuminazione di forze rilevanti a più cilindri, sia a quattro tempi che a due tempi, da molteplici case: ma questa forma di costruzione sembra doversi considerare come una transizione rispetto al gas povero o all'olio pesante. Le più note sono le case Griffin, la Fiat, la Standard, la Koerting, la Thornycroft.

A dare però idea più precisa delle applicazioni del gas povero riferiremo qui le esperienze eseguite dal piroscafo *Padus* per la navigazione fluviale Milano-Venezia.

Nel 1907 si costituiva in Milano una società di esperienze denominata *Società di Navigazione automotrice per le vie interne*, la quale, accogliendo il progetto formulato dall'autore, decideva la costruzione di un piroscafo a gas povero, capace di effettuare lungo il Po il tragitto Venezia-Milano e viceversa. Fra difficoltà non lievi, superate per la intelligente e coraggiosa iniziativa del presidente della società, signor Ing. Guido Gianoli di Torino, il progetto riceveva verso la metà del 1908 la sua completa attuazione, ed il nuovo piroscafo a gas povero, nominato *Padus*, salpava da Venezia il 27 luglio del 1908 per effettuare il primo tragitto diretto con trasporto di merci da Venezia a Milano.

Noi crediamo che questa data debba essere ricordata pel futuro, dappoichè oltre al segnare l'epoca di un primo trasporto diretto dal mare a Milano con un forte carico di merci, segna la prima applicazione industriale del gas povero alla navigazione utilitaria nel nostro paese, ed in condizioni aventi importanza pratica ben superiore ai tentativi infruttuosi fatti all'estero in questo stesso ordine di idee.

Superate le difficoltà inerenti ad un sistema di trazione completamente nuovo e di importanza tecnica ed economica capitale pel nostro paese, nell'ultimo viaggio di prova, compiuto il 26 giugno 1909 colla crociera motonautica Pavia-Mantova e ritorno, l'esperienza poteva dirsi completamente riuscita.

Daremo un cenno sommario dell'impianto, della costruzione del motore e dello scafo, e dei risultati sperimentali ottenuti.

Il piroscafo *Padus* (fig. 322) munito di motore a gas povero, motore a 6 cilindri della forza di 150 cav., è un rimorchiatore autoportante, di cui un

terzo verso poppa è occupato dall'apparato motore, ed il resto è destinato al carico di 500 quintali di merce.

Secondo risulta dalla figura 323[1] che rappresenta la pianta della parte di poppa nel *Padus*, e dalla fig. 323[2], sezione longitudinale in iscala più piccola, il piroscafo è provvisto di due eliche in galleria, con gallerie a forma di sifone. Le due eliche sono mosse dall'albero motore con un treno di ruote

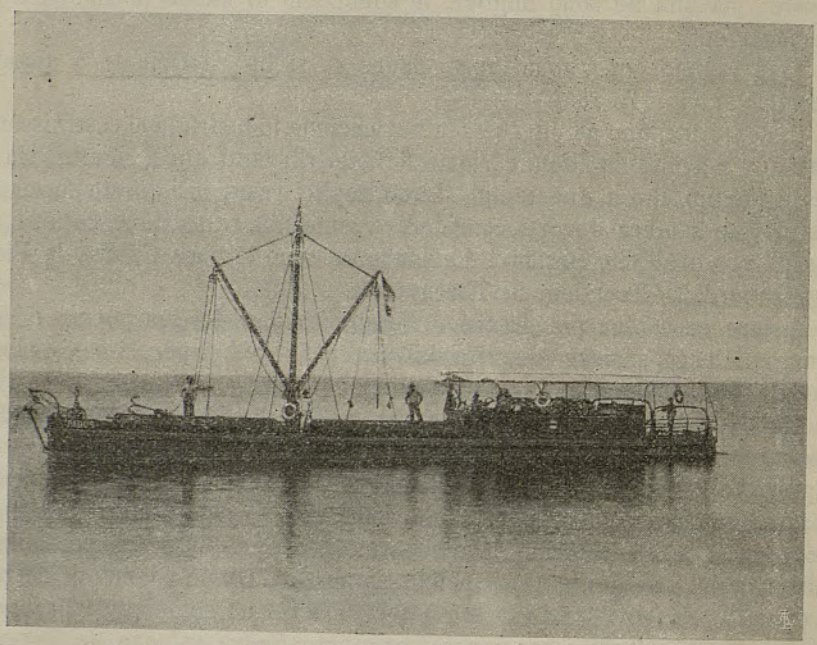


Fig. 322.

cilindriche di acciaio, i cui assi sono sostenuti da sopporti a sfere, e il senso di rotazione delle due eliche è invertito. La necessità di dare al natante una piccola immersione, quale era richiesta dal programma di percorrere il Po ed i canali interni che lo collegano a Venezia da un lato ed a Milano dall'altro, quella di non creare nel moto delle eliche vortici d'acqua a valle, tali che danneggiassero le sponde degli stretti canali che esso doveva percorrere, condussero all'uso delle eliche multiple e delle gallerie a sifone, come è indicato nella sezione della fig. 323[2], ove la punteggiata dà il profilo delle gallerie, ed *a b* la linea di immersione. Per riguardo al moto vorticoso a valle il risultato si dimostrò soddisfacente; quanto al rendimento delle eliche in queste condizioni prove precise non si poterono eseguire. Alcuno lo giudicò pienamente soddisfacente. Ma ciò che più interessa non è la parte nautica, sibbene la parte motrice della installazione.

La disposizione generale della medesima risulta dalla figura 323[1]. M è il motore a gas povero a sei cilindri, capace di sviluppare 120 cavalli

a 600 giri e 150 a 700; l'albero motore si prolunga nell'innesto N che è contemporaneamente un meccanismo di inversione a differenziale e freno

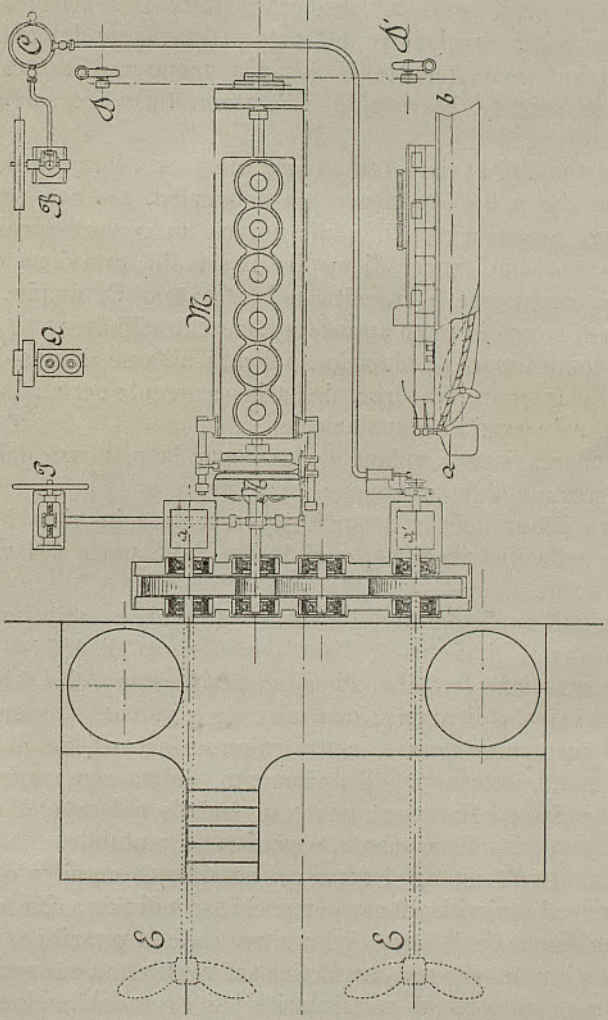


Fig. 323 2.

Fig. 323 1.

giusta lo schema della fig. 267. Il movimento dell'albero si trasmette colle ruote cilindriche, funzionanti nell'olio, alle due eliche EE. In *a* ed *a'*, sono

indicati i sopporti di spinta delle eliche. I due circoli segnati nella pianta tra le eliche ed il rotismo rappresentano l'uno il generatore di gas, l'altro l'apparato di depurazione, per i quali ci riferiamo a quanto è detto al cap. XIV. Il gas prodotto, lavato e depurato, si raccoglie in apposito serbatoio, e di qui arriva al tubo di ammissione al motore, al quale mette capo il robinetto regolatore della presa d'aria.

Gli accessori dell'impianto sono:

a) le due pompe centrifughe D D′ mosse con cigne dall'albero motore, la prima delle quali serve ad assicurare tutto il servizio d'acqua dell'impianto, e cioè la circolazione del motore, il lavaggio del gas e l'alimentazione del gasogeno, mentre la seconda mantiene l'acqua in sentina a livello conveniente, scaricando all'esterno tutto l'eccesso che vi si raccoglie;

b) il sistema di avviamento ad aria compressa formato da un piccolo motorino (*a*) che nelle esperienze era a benzina, ma che negli ordinari impianti deve essere a gas, il quale muove un compressore d'aria B a doppia compressione, capace di fornire l'aria alla pressione di 14 atmosfere. L'aria compressa è raccolta nel serbatoio C, donde è condotta alle valvole di messa in moto applicate a ciascun cilindro;

c) un compressore sussidiario applicato all'asse di una delle eliche, allo scopo di mantenere nel serbatoio l'aria occorrente per qualunque messa in moto, e per i servizi di segnalazione;

d) un meccanismo a volano e vite P per la manovra della messa in moto dell'arresto e della inversione.

Il motore propriamente detto è rappresentato in vista longitudinale dalla parte della distribuzione, e di fronte dalla parte del volano, nelle figure 324 e 325.

Le principali particolarità del motore — il quale è costituito di 6 cilindri aventi ciascuno il diametro di 240 $^{m}/_{m}$ e la corsa di 185 $^{m}/_{m}$ — sono le seguenti: costruzione verticale tipo pilone, con carter d'olio al basso, distribuzione con valvole di ammissione sul ciclo, e valvole di scarico laterali; sistema di decompressione a contro-camma; accensione doppia, una a bobina ed accumulatore per l'avviamento, l'altra con magnete ad alta tensione; regolatore Hartung agente su farfalle nel tubo di ammissione. I cilindri hanno cappello separato, e camicia permutabile.

L'avviamento del motore è fatto col sussidio di un piccolo carburatore il quale serve ad arricchire il gas per pochi secondi fino a che la produzione del gasogeno non siasi messa in regime colla aspirazione del motore. Disponendo di un movimento meccanico sul ventilatore che serve all'avviamento del gasogeno, questa particolarità può essere abbandonata.

Le esperienze furono eseguite fra i tratti in cui si ritenne che, in base al carico trascinato dal *Padus*, la forza motrice non superasse i 100 cavalli in media. Così sul percorso Pontelagoscuro-Ostiglia di circa 60 chm., effettuato in 10 ore, contro corrente, si ebbe un consumo di chg. 400 di

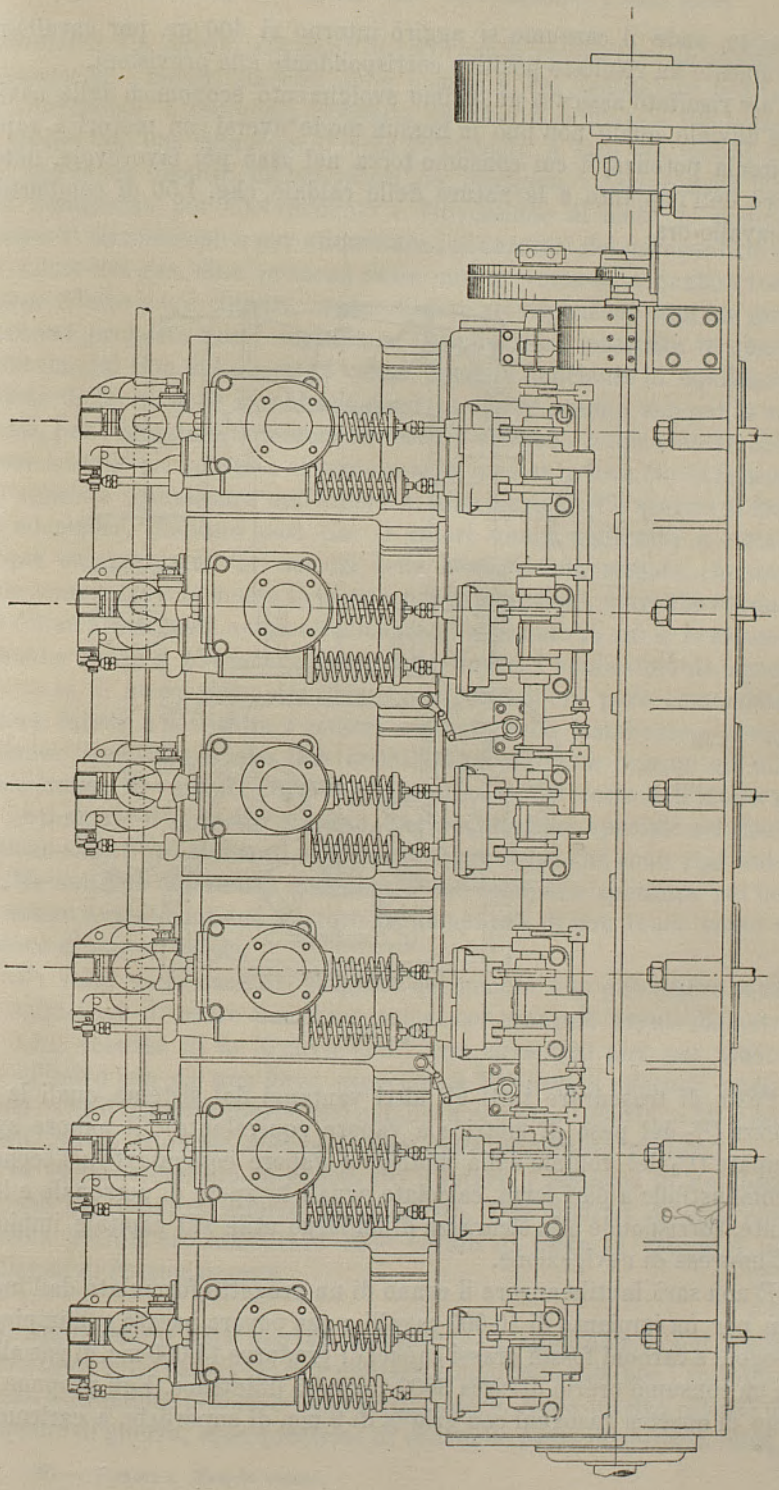


Fig. 324.

antracite, onde il consumo si aggirò intorno ai 400 gr. per cavallo-ora. Ed è questo un risultato positivo corrispondente alle previsioni.

Tale risultato assicura un ottimo svolgimento economico della navigazione fluviale, quale non può in nessun modo aversi con motori a vapore di piccola potenza, il cui consumo tocca nel caso più favorevole, dato il genere dell'impianto e la natura delle caldaie, chg. 1,50 di combustibile per cavallo-ora.

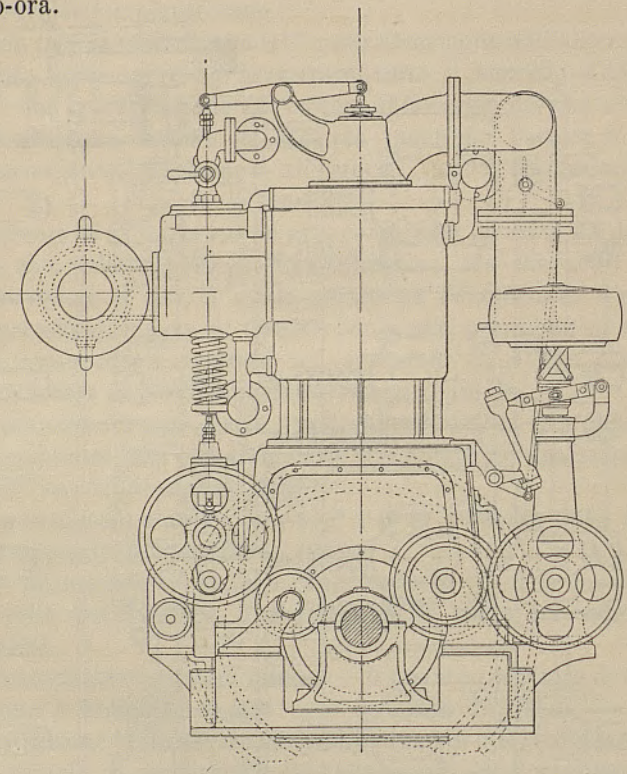


Fig. 325.

Posto di trascurare tutti gli altri vantaggi del sistema, quali la leggerezza ($^1/_3$ del peso di motrice a vapore equivalente); il minore spazio occupato ($^1/_2$ del volume della motrice a vapore equivalente); l'economia di combustibile a pari forza, calcolate eguali le spese di personale e lubrificante, corrisponde alla sicurezza di un largo utile sul capitale impiegato nell'impresa di navigazione.

E non sarà inutile ancora il cenno di un progetto formulato dall'inglese Sinn per un impianto di 10.000 cavalli a gas povero basato sull'impiego di gasogeni a carboni fossili grassi capaci di produrre 14.000 mc. di gas all'ora, con un consumo orario di circa 3000 chgr. di litantrace. Egli propone l'impiego di quattro gasogeni con griglia di 9 mq. di superficie, a caricamento

automatico. Un piccolo gasogeno di 100 cavalli servirebbe all'avviamento, alimentando i motori staccati delle pompe e del ventilatore per i gasogeni principali. L'economia calcolata da Sinn è valutata a 100 tonnellate al giorno, con una riduzione di circa 40 fochisti. A lato dei motori principali sarebbero disposti gli aspiratori per gasogeni, i compressori fornenti aria compressa per l'avviamento e l'inversione di moto, le pompe per l'acqua di circolazione e per alimentare i generatori dei gasogeni riscaldati col calore del gas. Sinn propone delle motrici verticali a quattro tempi a doppio effetto a tre cilindri, capaci di dare sei esplosioni ogni tre giri. Ma il sistema proposto non è logico per l'applicazione presente in quanto si allontana dal tipo delle motrici veloci, essendo deficiente di equilibrio. La valvola di aspirazione sarebbe comandata da tre camme, una per la marcia avanti, per l'arresto e la marcia indietro, e ciascuna camma entrerebbe in azione quando sia spostata al posto esatto, mediante leva che la fa scorrere nell'apposita scanalatura dell'albero di distribuzione. Lo scarico si farebbe nel silenzioso, disposto così che il calore venga utilizzato a riscaldare l'acqua occorrente ai vari servizi della nave. Il compressore, che fornisce l'aria compressa alla messa in moto e per le inversioni, verrebbe comandato con dinamo che parte automaticamente al momento in cui la pressione nel serbatoio d'aria si abbassa sotto un dato limite. I ventilatori da gasogeni, gli argani, il meccanismo del timone, ecc., sarebbero pure comandati con dinamo intese a sostituire i motori ausiliari delle installazioni a vapore. Il signor Sinn calcola che tale installazione darebbe origine ad un'economia annua di oltre L. 600.000 e cioè circa $^1/_8$ del costo dell'intera nave.

Certamente il progetto è ardito, e rivela una cura speciale nel risolvere praticamente il problema di tutti i servizi accessori che sono resi automatici. Ma non può essere ora considerato che come una speranza pel futuro, e a nostro avviso contiene l'errore fondamentale di non tener conto dello impiego di motori veloci.

Allo stato delle cose un progetto del genere non può essere studiato che sulla base di usare macchine veloci con stantuffi aventi diametro di cm. 0,40, velocità di m. 6 circa al 1″, con circa 500 giri, per modo che ogni cilindro non dà una forza superiore a 100 cavalli effettivi; onde per 10.000 cavalli occorrerebbero 100 cilindri a semplice effetto, o 50 a doppio effetto. Siamo adunque ancora lontani dalla possibilità pratica.

Per evitare delusioni ed assicurare il futuro, i tentativi di applicazioni debbono ora limitarsi a forze più modeste. Due motrici di otto cilindri ciascuna potrebbero assicurare 1600 cavalli di forza in ottime e sicure condizioni di funzionamento.

5. **Applicazioni alla marina militare.** — L'applicazione dei motori a combustione interna alla marina militare è oggi generale per i sottomarini, e tende a prendere possesso delle torpediniere. Nella marina attiva, come strumento di guerra, ogni questione di economia passa in seconda linea, ma

ACCADEMIA INDUSTRIALE TARRASA

diventano di primissimo ordine le questioni relative alla sicurezza; meglio quindi se i due ordini di considerazione si possono fondere e conciliare. Il motore a combustione serve nel sottomarino o nel sommergibile durante la marcia a galleggiamento; l'elettromotore serve invece nella marcia ad immersione. I vantaggi dell'impiego del primo oltre che nella riduzione di peso e di volume, anche per gli approvvigionamenti, risiedono nella messa in azione assai pronta senza perdita di tempo per mettere in pressione i generatori di vapore, nell'assenza completa di fumo che rivela a distanza l'imbarcazione a vapore, nell'assenza di ogni eccesso di calore che renderebbe il sottomarino inabitabile, nel rinnovamento forzato dell'aria nella chiglia quando il sottomarino galleggiando è azionato dai proprii motori ad esplosione. L'uso delle dinamo in immersione assicura d'altro lato una motrice completamente invisibile, non vizia l'aria dello scafo nè la rarefà, e ciò permette di ridurre il volume di aria nei serbatoi e permette inoltre di limitarne il volume ai bisogni dell'equipaggio e di certe manovre, ed evita infine di mantenere ogni comunicazione coll'aria esterna.

I motori a combustione sono ora a benzina o a petrolio. Di tal genere sono i motori Pace (tipo ordinario di 400 cavalli a quattro cilindri a doppio effetto), il motore Fiat pure a quattro o a sei cilindri, il motore Wichers a otto cilindri, due a due sovrapposti in tandem verticali, il motore Berteau reversibile con gioco di camme, il Casez a sei cilindri, ecc.

Questi motori sono tutti a quattro tempi; in alcuni si impiega la benzina, ma dopo gli accidenti sopravvenuti ed il pericolo di una massa di combustibile rilevante a bordo dotato di facile evaporabilità, pericolo pur troppo tradottosi alcune volte nel fatto, si preferisce alla benzina il petrolio.

Il tipo a due tempi esperimentato non si mostrò adatto allo sviluppo delle forze di qualche centinaio di cavalli. Le ragioni ne sono certo solo costruttive, non di principio; perchè la sola ragione di principio potrebbe essere nella minor velocità che comporta il tipo a due fasi, non grave di fronte alla riduzione di peso per questo speciale impiego.

L'uso del petrolio è fatto nei tipi a quattro fasi coll'impiego di speciali polverizzatori, vaporizzatori o per semplice vaporizzazione.

Quanto all'uso del Diesel fino ad oggi l'impiego nella navigazione, sebbene studiato dalle case costruttrici coll'adozione del tipo a quattro cilindri veloce, non ebbe nella navigazione militare che rare applicazioni, minori certo di quelle che ebbe nella navigazione commerciale. La ragione deve ricercarsi nelle fortissime pressioni di avviamento ad aria compressa, nella difficoltà di preparazione e nel peso specifico della macchina più elevato in causa delle forti pressioni di combustione.

Nessuna applicazione ebbe finora il gas povero nella marina, e ciò si comprende di leggieri perchè il problema relativo fu l'ultimo cronologicamente ad essere risoluto almeno per le forze limitate, ed è ancora allo studio per le forze più rilevanti. Ma noi crediamo che esso finirà coll'imporsi in quegli impieghi ove la macchina veloce trova il suo legittimo campo di azione.

Sono già noti i vantaggi economici, di sicurezza, di peso che esso presenta di fronte al vapore; meno noto è il fatto che anche di fronte ai motori a benzina e a petrolio il gas povero presenta una serie notevole di vantaggi. Lasciamo da parte quello dell'economia per cui la forza motrice costa solo $^1/_{10}$ od $^1/_8$ di quella a idrocarburo leggero, circostanza di cui a torto la marina militare molte volte non si preoccupa; e limitiamoci all'esame delle considerazioni tecniche.

L'avviamento, la sicurezza del funzionamento sono certamente sicuri tanto col gas che colla benzina, più sicuri col primo che col petrolio. Il consumo in peso di carbone e di benzina sono quasi eguali; sicchè l'approvvigionamento in peso è poco diverso, e di poco ne aumenta il volume. Esiste è vero un inconveniente e cioè che la presenza del gasogeno e del depuratore ad antracite aumenta alquanto il peso dell'insieme per unità di forza, ed eleva alquanto la temperatura dell'ambiente; ma oltre che ciò non è grave per i corpi galleggianti, dato che l'aumento con opportune norme si può limitare per 300 cavalli a circa 1,5-2 chgr. per cavallo e scema per forze maggiori, non si deve dimenticare che l'impianto a gas povero toglie di mezzo la riserva di un combustibile pericoloso, sia benzina, sia petrolio, sostituendovi un combustibile innocuo anzi protettore. Le ragioni di economia e quelle di sicurezza compensano dunque in larga misura la lieve diminuzione di potenza specifica, che, se può avere qualche peso per il materiale attivo da guerra, non può averne alcuno per tutti gli altri servizi galleggianti che accompagnano il vero e proprio naviglio da guerra.

§ 4.

Motori veloci per l'industria e l'agricoltura.

1. **Impiego dei motori veloci come motori fissi.** — Un campo vastissimo si offre al motore veloce a combustione nelle applicazioni per la industria manufattrice ed agricola; e la prima, e certamente la più interessante e variata, è quella dei motori fissi.

Il *motore fisso* a combustione nelle installazioni industriali ed agricole è oggi quasi esclusivamente il motore a gas povero; nè può essere diverso in un genere di impiego che mira sovratutto alla economia di esercizio. Prendono piede qua e là rare installazioni col motore Diesel, il quale si presenta in condizioni abbastanza favorevoli nella lotta di concorrenza dove il prezzo del combustibile solido sia, come è da noi, abbastanza elevato.

Ma i motori fissi industriali sono motori lenti e di gran peso, generalmente orizzontali e monocilindrici fino a 100 cavalli circa, al di là a due cilindri in tandem, od a quattro cilindri.

La sostituzione a questi motori delle macchine veloci policilindriche non poteva essere seriamente auspicata se non il giorno in cui si fosse potuto ottenere con gasogeni a gas povero il funzionamento di queste motrici

veloci. Non è certamente da credere che potesse per essi costituire un serio pericolo il motore a benzina, a petrolio o ad alcool, le cui rare applicazioni sono limitate alle forze piccolissime da 1 a 4 cavalli, per le quali non è conveniente l'impianto a gas, ed anche nei casi in cui il loro servizio sia intermittente.

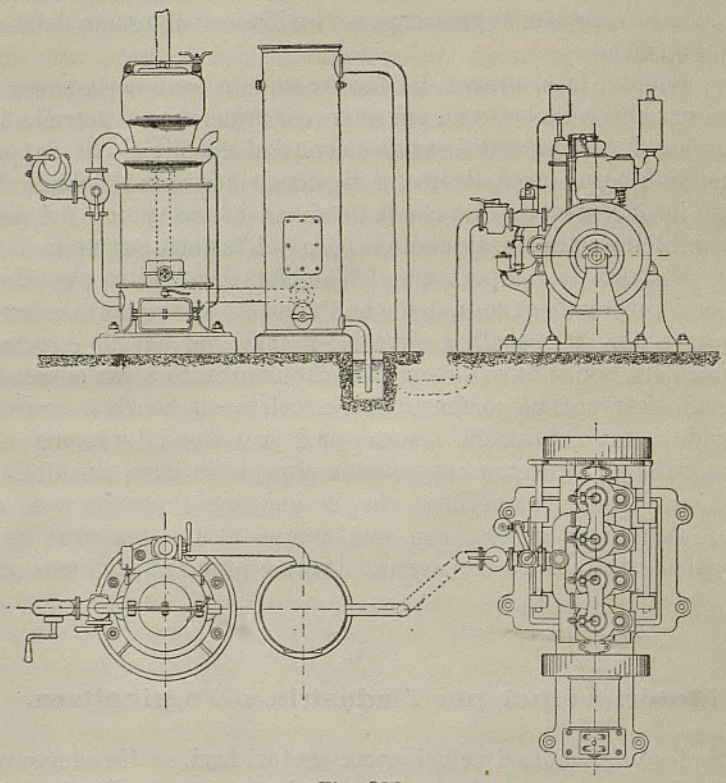


Fig. 326.

Oggi l'applicabilità delle motrici veloci policilindriche ai gasogeni è un fatto che ha la più esauriente sanzione della esperienza, onde il problema della sostituzione delle motrici veloci alle lente è della più interessante attualità.

Quali ragioni la consigliano? La questione dell'economia di combustibile no, perocchè gli impianti fissi si trovano in condizioni eguali e forse migliori, sebbene questa affermazione di minor consumo per le motrici lente non sia dimostrata, e vi possa esser ragione di credere che essa sia una delle solite colle quali si tende far passare come fuori di discussione un fatto non certamente sicuro. La ragione precipua favorevole al motore veloce sta nella diminuita spesa di impianto, che, come ognuno sa, è un elemento non trascurabile della spesa di esercizio, pel computo necessario degli interessi e dell'ammortamento. Un impianto fisso a motrici veloci può

calcolarsi pel primo acquisto delle macchine alla metà cioè dello stesso impianto con motrici lente, il che riduce alla metà le quote dovute agli interessi ed all'ammortamento. Ma non basta. Aggiungasi a tale beneficio quello delle minori spese di fondazione e in genere di opere murarie, del minor peso e del minor spazio occupato. Aggiungasi infine, se si tratta di motrice a più cilindri, la maggiore regolarità di marcia, per cui la motrice diviene applicabile in quegli impianti nei quali occorre il massimo di regolarità, come ad esempio nella produzione di energia elettrica a scopo di illuminazione. In questo ultimo caso i benefizi del motore veloce policilindrico hanno permesso di passar sopra talvolta al maggior costo dell'uso del petrolio, e sono noti appunto in questo ordine di idee i *gruppi elettrogeni* a petrolio con accoppiamento diretto del motore e delle dinamo, con grande beneficio nella semplicità, ingombro ed economia della trasmissione.

Il motore per impianti fissi è, allo stato odierno della tecnica, il motore a quattro fasi a quattro tempi. Come sappiamo, il motore a due tempi, adatto come motrice veloce, mal si adatta al funzionamento a gas povero, sebbene non si possa escluderne *a priori* l'impiego.

Un esempio di installazione fissa con motore a quattro tempi a gas povero ci è offerto dalla figura 326 per la quale, dopo le indicazioni già date, e riferendoci a ciò che diremo per le motrici locomobili, non occorre descrizione speciale.

2. Motori locomobili. — Uno dei problemi più interessanti per la forza motrice destinata all'agricoltura ed all'industria è stato quello di creare la locomobile con motore a combustione. L'intermittenza del lavoro ha lasciato credere che questa macchina potesse essere creata con motori a benzina ed a petrolio, non ritenendo che la spesa di esercizio potesse gravare sensibilmente sopra un esercizio della durata di pochi mesi ed essenzialmente intermittente. Ma anche in tale trasformazione si è dimenticato che vi era un nemico da detronizzare il quale, per la sua larga diffusione, veniva a costituire come il termine di confronto per ogni altro congegno che riuscisse a sostituirlo, intendiamo dire della locomobile a vapore.

Le locomobili a benzina ed a petrolio costrutte fino a questi ultimi tempi non erano altro che dei motori fissi e lenti, resi trasportabili mediante loro montaggio su apposito telaio a ruote, sul quale venivano pure montati tutti gli accessori di funzionamento nel modo più armonico possibile. Questi motori erano generalmente motori orizzontali ad un cilindro. Si può affermare, senza timore di smentita, che il risultato ne è stato inferiore d'assai all'aspettativa. A parte il fatto che il consumo di combustibile dava origine ad una spesa di esercizio non paragonabile a quella della locomobile a vapore (malgrado che questa, quando è locomobile, non si trovi nelle migliori condizioni di lavoro per rispetto all'economia), grave ostacolo creò alla diffusione la stabilità assolutamente manchevole in una motrice a cilindro unico orizzontale, deficiente per ogni lato del necessario equilibrio.

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

L'oscillazione della macchina, appena tollerabile nelle locomobili a vapore, diveniva qui assolutamente intollerabile, e non è stata questa l'ultima ragione per cui, anche nei paesi ove il petrolio ha un prezzo ridotto, la motrice non ebbe alcuna diffusione e non ostacolò in nessun modo l'enorme sviluppo della locomobile a vapore. Tutti gli altri vantaggi del minor peso, della maggior sicurezza, della pronta messa in azione, ecc., risultarono eclissati dagli inconvenienti della stabilità manchevole e dall'elevato costo di esercizio. Nè più sensibile è stato il vantaggio ottenuto coll'adottare il cilindro verticale lento, come fece la Società Gnome, di cui diamo colla figura 327 lo schema generale della disposizione (*a* motore, *g* vaporizzatore del petrolio, *b* apparato di ricupero dell'acqua).

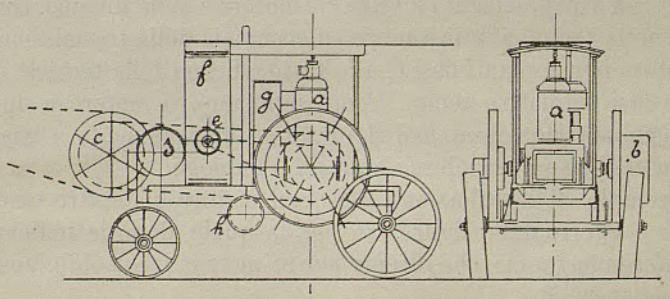


Fig. 327.

Un passo assai notevole nella soluzione di questo problema è stato quello di impiegare i motori verticali veloci, e di adoperare per il loro funzionamento i petrolii di illuminazione ed i petrolii greggi.

Si videro infatti locomobili a cilindro unico verticale funzionante a due tempi col mezzo di petrolii greggi di illuminazione, e locomobili a due e quattro cilindri a benzina ed a petrolio.

Il principio di costruzione di queste macchine non era diverso da quello delle macchine precedenti, essendo esse costituite da un telaio a ruote, sul quale trovavano posto il motore verticale e tutti gli accessori di funzionamento, come serbatoio di idrocarburo, apparato refrigerante, silenzioso, ecc. In alcuni casi queste macchine venivano accoppiate direttamente sul rispettivo telaio con una operatrice speciale, come ad es. una pompa centrifuga, od a stantuffo, od un generatore di freddo, o altro congegno.

Naturalmente la logica economica doveva scartare nella più parte dei paesi gli apparati funzionanti a benzina e a petrolio di illuminazione, lasciando solo sussistere le locomobili a petrolii greggi (erroneamente detti olii pesanti) come quelle per le quali, garantendosi il consumo di 350 a 400 grammi per cavallo-ora, potevasi avere la forza motrice a prezzo quasi pari che colle locomobili a vapore. Queste macchine del tipo a due tempi (v. cap. II), mantenute a velocità limitata, non potevano applicarsi che alle forze molto limitate (sotto i 12 cavalli) con sicurezza, e cioè non

potevano esser atte a tutti i servizi agricoli richiesti alla locomobile, tanto più se si considera che il difetto di elasticità della forza motrice, insito nei motori a combustione, richiede per questi un eccesso di forza disponibile dal 30 al 50 %, sopra quello strettamente necessario. D'altra parte il pubblico agricolo si è mostrato sempre restìo nell'accogliere queste novità (come è restìo alle novità in genere), dal momento che nessun vantaggio sensibile gli veniva offerto nel riguardo della spesa di esercizio.

Non migliore successo ebbe il tentativo di applicare il motore Diesel all'agricoltura, come motore locomobile. Qui indubbiamente si sarebbe potuto realizzare una forte economia sulla spesa di combustibile, diminuendo a circa metà il costo di esercizio della locomobile a vapore, che, come è noto, è, tra le motrici a vapore, la meno economica nel consumo di vapore; ma altre considerazioni di carattere pratico sembrano ostacolare tutti i tentativi fatti per introdurre queste macchine nel servizio agricolo.

In primo luogo non essendosi con esse affrontato ancora il problema delle grandi velocità il peso ne riesce elevato; ma sovratutto la messa in moto è disagiata sia per le alte pressioni dell'aria, sia per la registrazione della iniezione dell'olio pesante. Forse domani le circostanze di fatto potranno essere diverse, ma oggi no.

Si comprese presto che la soluzione vera del problema di una locomobile con motore a combustione non poteva essere ottenuta che coll'impiego del gas povero, onde i tentativi di rendere locomobile un impianto a gas povero con motori orizzontali fatti in Germania, in Inghilterra ed in Italia. Questi tentativi iniziati colle maggiori speranze di successo si mostrarono presto impari all'arduo scopo. Era abbastanza semplice il concetto di prendere una installazione fissa a gas povero e montarla su apposito chassis a ruote; e, come semplice il concetto, facile ne era l'esecuzione. Ma un tale sistema male si prestava alle esigenze diverse che distinguono un impianto locomobile da un impianto fisso. Dimensioni e peso rilevanti dell'installazione, tali da rendere difficile il traino, nessuna stabilità della medesima in movimento, incertezza di funzionamento dipendente dalla presenza di un unico cilindro nelle condizioni meno proprie di un impiego agricolo; ecco le principali ragioni dell'insuccesso delle prime locomobili a gas povero, insuccesso al quale noi pure abbiamo partecipato coi primi studi fatti su questo interessante argomento.

Ma, mentre altri proseguiva con una ostinazione degna di miglior esito nel fallace indirizzo, noi abbiamo presto compreso, dopo esame maturo del problema, che lo stesso poteva trovare la sua giusta soluzione solo nell'impiego di motori veloci a combustione policilindrici funzionanti a gas povero.

Noi abbiamo già esaminato, specialmente al cap. XIV, quali erano le difficoltà tecniche del problema, per accoppiare ad un gasogeno un motore veloce policilindrico, e come queste difficoltà, dopo molteplici prove, sieno state risolte.

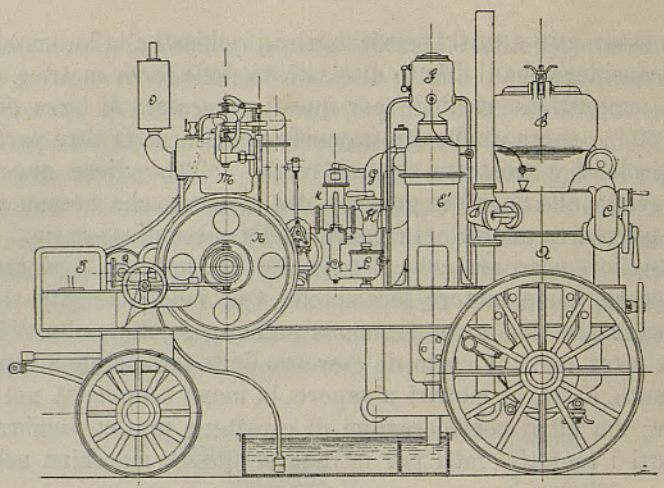


Fig. 328.

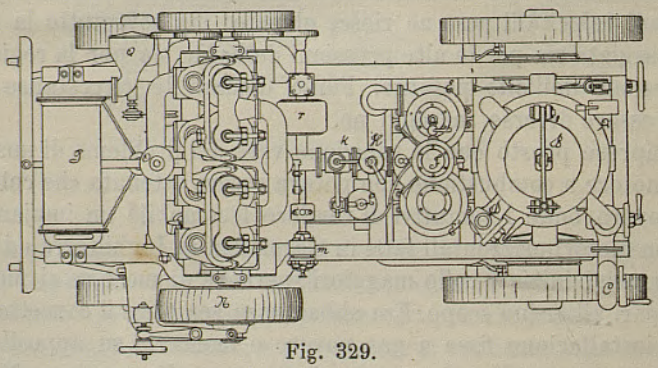


Fig. 329.

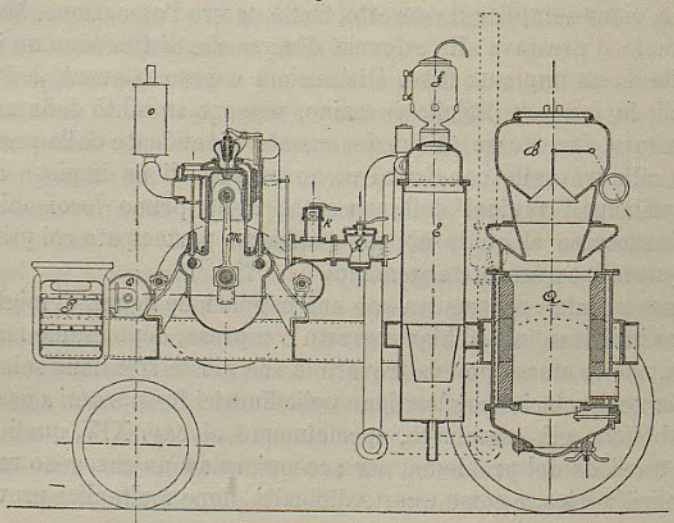


Fig. 330.

Ci basterà dunque dare qui la sommaria descrizione della nostra locomobile la cui costruzione è affidata alle Officine Fréjus-Diatto di Torino.

La locomobile è rappresentata in vista e pianta colle figure 328, 329, nella sua sezione longitudinale colla figura 330, mentre la figura 331 rappresenta una locomobile in lavoro per la trebbiatura del grano.

La locomobile è formata di un telaio in ferro ad U montato su quattro ruote.

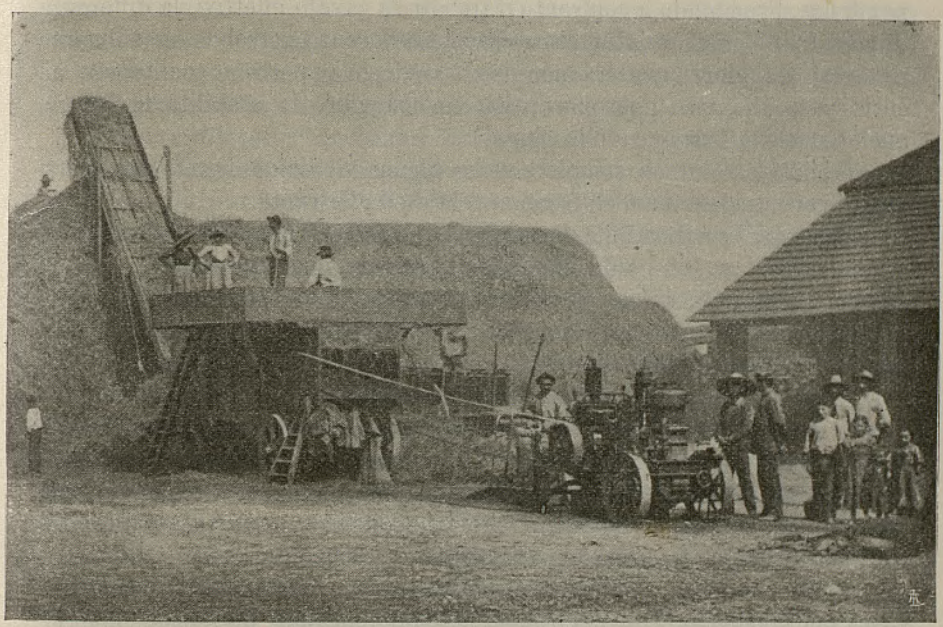


Fig. 331.

In M è il motore a 4 cilindri, con valvole di ammissione sul coperchio, e valvole di scarico laterali. L'accensione ne è fatta con magnete ad alta tensione. Il motore è provvisto di volano da un lato, e di innesto con puleggia dall'altro (N), dalla quale poi si desume il movimento per l'operatrice. Lo scarico del motore è diretto verso l'alto in O; l'acqua di circolazione passa attraverso uno speciale raffreddatore (v. pag. 263) nel quale il ventilatore Q provoca un attiva corrente di aria. L'acqua raffreddata ritorna al serbatoio inferiore di cui è provvista la macchina. Oltre i due alberi distributori principali esistono due alberi secondari, di cui uno comanda il regolatore T ed il magnete *m*, e l'altro la pompa centrifuga di circolazione, la pompa d'olio, ed il ventilatore Q.

Il gas è introdotto al motore per la valvola H proveniente dai due levatoi EE′ aventi disposizione speciale per evitare ogni trascinamento d'acqua. Sulla fronte del telaio è il gasogeno A pel quale ci riferiamo al cap. XIV.

In L è il carburatore a benzina per l'avviamento sussidiario al gasogeno.

In F è il serbatoio che riceve l'acqua della pompa e la distribuisce per i varii impieghi e cioè pel gasogeno, pel lavaggio del gas, e per la circolazione del motore.

I pregi, che l'esperienza ha permesso di mettere nella luce più completa con queste macchine, sono i seguenti:

Riduzione grandissima del peso a pari forza colle locomobili a vapore, che ne rende il traino meno faticoso, specie nelle strade polverose ed in pendenza. Prendendo a confronto il tipo di 24 cavalli effettivi, la differenza di peso è di 55 a 20 quintali circa. Questa differenza potrebbe agevolmente rendersi maggiore, qualora non sembrasse più opportuno mantenere un certo peso alla macchina per renderne maggiore la stabilità in lavoro, anche sotto la trazione della cigna.

Stabilità assoluta e completa senza alcuna vibrazione, tanto da potersi sopprimere ogni sistema di freno al telaio od alle ruote.

Consumo di combustibile che varia da $^1/_5$ ad $^1/_6$ di quello delle locomobili a vapore (da chg. 0,4 ~ 0,6 a chg. 2,5 ~ 3); sicchè, pure calcolata la spesa di antracite superiore di $^1/_5$ a quella del combustibile solitamente impiegato nelle locomobili a vapore, la spesa effettiva risulta di circa $^1/_4$ ad $^1/_5$ di quella della locomobile a vapore.

Consumo d'acqua incomparabilmente minore, in quanto esso teoricamente si riduce all'acqua consumata dal gasogeno; tanti chilogrammi d'acqua cioè quanti sono i chilogrammi di carbone consumato, circa chg. 0,50 per cavallo, se esiste il ricupero completo dell'acqua del lavatore e della circolazione. Ma pure ammesso che tale ricupero non sia completo, il consumo è circa chg. 2 a 3 per cavallo-ora, di fronte a chg. 15-18 nelle locomobili a vapore; il qual consumo mentre origina spesso una grave spesa per trasporto di acqua, rende, in alcune località, pressochè impossibile l'impiego della locomobile a vapore nell'agricoltura.

Funzionamento sicuro quanto quello della motrice a vapore, poichè la sola causa di arresto essendo imputabile all'accensione, è ben difficile che più di un cilindro per volta ne vada soggetto.

Garanzia assoluta contro il pericolo di esplosioni.

Da qualunque lato dunque si consideri l'argomento della locomobile a gas povero, esso presenta così rilevante vantaggio nella soluzione che le abbiamo data da non potersi dubitare che per tal via il problema non si debba ritenere risoluto.

Una motrice così semplice e sicura, e così economica nel funzionamento, che mantiene le sue proprietà anche per forze motrici più rilevanti di quelle per cui si costruiscono le locomobili a vapore, varrà certamente a diffondere nell'agricoltura l'uso di queste forme di forza motrice. Nel nostro paese sono in azione circa 30.000 locomobili, e 1200 sono vendute in media ogni anno; la sostituzione di queste divoratrici di combustibile, e tanto più divoratrici quanto più ne è avanzata l'età, con altre macchine che ne consumano solo $^1/_5$ avrà un vantaggio grandissimo sull'economia nazionale.

La locomobile ora descritta diviene, sopprimendo le ruote, e facendone l'installazione su sopporti in ghisa che appoggiano su fondazione, una semifissa, al modo stesso che si pratica per le locomobili a vapore.

3. Autolocomobili. — Per i servizi agricoli è interessante il poter rendere la motrice automobile, disponendo anche le cose per modo che essa possa trascinare la trebbiatrice. È questa la richiesta che molto spesso viene fatta dagli agricoltori, specialmente in ragione della spesa del traino animale, della difficoltà talvolta di procurarselo, e della sua lentezza. Si parla di qualche applicazione del genere fatta a titolo di prova in Inghilterra; ma finora il problema è ancora nuovo.

Nessuna difficoltà meccanica fondamentale si oppone alla trasformazione della nostra locomobile a gas povero in autolocomobile, tanto più se si considera che può bastare, nel più dei casi, una velocità unica e assai ridotta (4 a 5 chm. all'ora). Un sedile anteriore che permetta di comandare lo sterzo; una trasmissione a ruote dentate od a frizione, con comando mediante catena alle ruote posteriori; nessun congegno di marcia indietro, nè differenziale. Ecco la disposizione più semplice che si può concepire a tale intento. Certamente tutto ciò è un automobilismo primordiale che può solo bastare alle speciali esigenze di questa applicazione. Si dovrà solo verificare se il peso aderente sia sufficiente per lo sforzo di trazione, e se non convenga aumentare artificialmente il carico sulle ruote posteriori, onde trascinare la trebbiatrice, evitando di costituire con essa una specie di treno Renard, facendo divenire motrice anche una coppia delle sue ruote.

In alcuni casi, specialmente se si debbono superare delle salite, converrà disporre la trasmissione con un cambio a due velocità.

Ma questo non risolve il problema più vasto dell'automobilismo agricolo, di un automobile-camion, che possa fare da rimorchiatore per i varii trasporti inerenti ad una industria agricola e da motore. In tal caso si deve partire da una concezione interamente diversa, cioè dalla costruzione di un vero camion robusto con motore velcce funzionante a petrolii greggi, o meglio a gas povero, così disposto da fornire le velocità necessarie per poter trascinare l'operatrice agricola, ed infine, fermo il veicolo, da servire come una vera locomobile. Tutti gli elementi per la soluzione di un simile problema sono conosciuti; non resta che la genialità del costruttore, il quale li sappia riunire armonicamente in modo comodo, pratico e sicuro.

4. Aratri a motore. — La locomobile descritta può essere impiegata nell'aratura meccanica al modo stesso col quale si impiegano oggi le locomobili a vapore. Ma parlando di aratri a motore, noi intendiamo dire di quella macchina in cui l'aratro forma parte integrante del locomotore. Il tipo più antico di aratro a petrolio, che risale a circa 12 anni, è dovuto alla casa Ganz; esso era ad azione diretta, e cioè una combinazione dell'apparato operatore propriamente detto e della motrice che lo comanda. Si

aveva così la prima soluzione di un problema che affaticava da tempo molte menti di tecnici (fig. 332 e 333). L'organo operatore era un aratro rotativo a tamburo, sospeso dietro la locomotiva-aratro, e girevole rapidamente

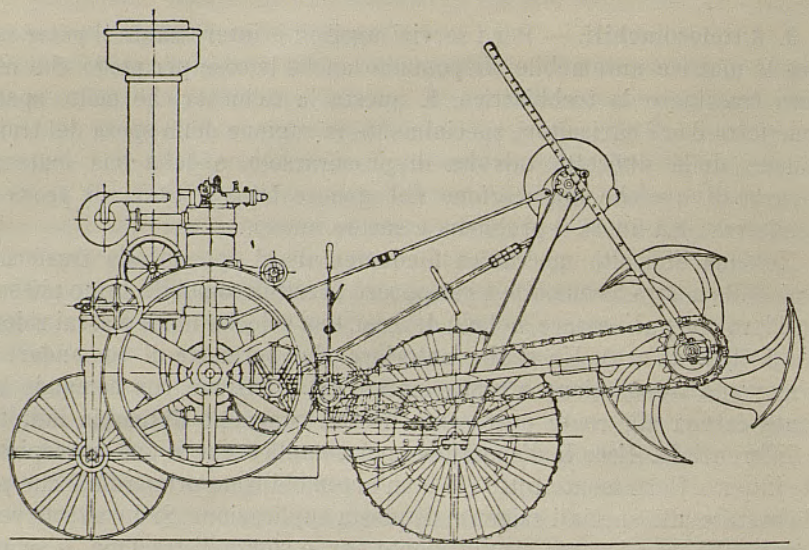


Fig. 332.

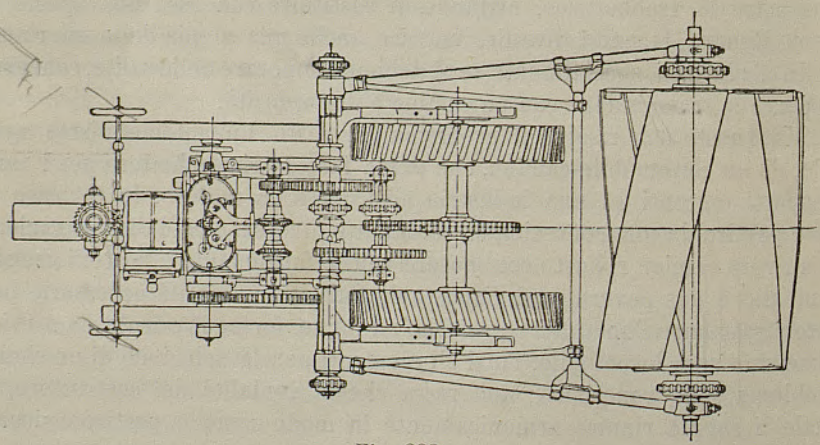


Fig. 333.

nel lento avanzarsi di questa. Al motore a cilindro unico a benzina di 12 HP della prima esperienza è stato sostituito in seguito un motore a quattro cilindri di 40 cavalli a 600 giri, tipo Banki, a petrolio pesante.

Un'altra ditta tedesca ha adottato, in questa costruzione, i motori ad alcool. Ma tanto pel tipo Ganz, come pei successivi, gli aratri meccanici ad azione diretta non sembrano essere stati soddisfacenti, tanto che si è

venuti alla concezione di macchine funzionanti per l'aratura come le locomobili a vapore funzionano nei sistemi Fowler ed Howard. Si sa che il primo sistema, sempre in uso per le locomobili a vapore, consta dell'impiego di due locomobili provviste di argano, installate una di fronte all'altra ai limiti del campo da arare e che tirano con fune metallica l'aratro attraverso al campo, alternativamente ora in un senso ed ora nell'altro. Dopo ogni percorso, le due locomobili si fanno avanzare egualmente della larghezza di un solco. Data la forza occorrente, ogni locomobile deve essere capace di circa 40 cav.; il motore a combustione non presenterebbe però vantaggio di fronte a quello a vapore, se la forza non è generata con combustibile molto economico. Si è parlato dell'alcool; ma evidentemente in tale applicazione non vi è posto che, o per gli olii densi, o meglio pel gas povero.

Notisi però che tende a preferirsi per l'aratura il sistema Howard, nel quale una locomobile di conveniente potenza muove un argano a due tamburi, uno per lo svolgimento e l'altro per l'avvolgimento della fune: la quale a sua volta si svolge lungo il campo da lavorare e, attaccata al carrello dell'aratro, lo trascina in un senso e nell'altro. Questo sistema, che importa una sola motrice, è il più economico; la locomobile può essere affatto indipendente dall'argano, l'una e l'altro essendo per un dato terreno in una posizione fissa; onde serve allo scopo l'ordinaria locomobile da trebbiatura. Questo sistema esige il minor tempo pel cambiamento del solco; ed è preferibile quando si adoperi il motore a combustione, che, per le minori comodità di avviamento, deve funzionare con rare interruzioni. Così il sistema ad una sola motrice, oltre essere più comodo di funzionamento e più economico perchè le interruzioni di lavoro sono assai brevi, lo è anche perchè la spesa di impianto è minore.

In alcune costruzioni, la locomobile, che è anche locomotrice, e l'argano formano parte di un gruppo unico; in tal caso non sarebbe agevole disporre sullo stesso telaio il gasogeno a gas povero e l'argano di comando della fune, e questa specie di costruzione si adatta meglio per motori a petrolio o a petrolii greggi.

5. **Locomotrici a motore e locomotrici stradali.** — Da tempo sono in uso le locomotive stradali con motori a combustione, mobili e funzionanti con idrocarburi liquidi. Nelle colonie inglesi se ne è fatto assai largo uso, ma il loro impiego nel continente è raro. D'altra parte l'invenzione delle automobili, o meglio dei carri di trasporto coi treni di rimorchio, ha reso meno interessante questa forma di costruzione.

Più importante e suscettibile di più largo avvenire è la *locomotiva su rotaie*. La sua costruzione, a petrolio e a benzina, è stata intrapresa la prima volta da Daimler, il noto inventore dei motori veloci per l'automobile, da circa 15 anni; la loro forma si è resa presto pratica e fu largamente adottata nelle ferrovie agricole, industriali, a percorsi limitati; la loro potenza non superava i 12-15 cavalli. In queste macchine era inutile cercare la

leggerezza eccessiva, dappoichè il peso aderente doveva essere proporzionale allo sforzo di trazione. Così la locomotrice Daimler, e successivamente quelle di Capitaine e Grob, per 8 e 10 cavalli, avevano un peso di 2500 e 3000 chgr. circa, per scartamento di m. 0,50 a 0,60; erano a due assi accoppiati, la riserva di benzina o di petrolio leggero era di litri 30 a 40, e la velocità del trasporto di 5-9 e 16 chm. all'ora. Queste macchine non potevano però ascriversi al tipo delle motrici veloci; erano e sono ad unico cilindro verticale od orizzontale. La limitata velocità rendeva ingombrante il meccanismo di trasmissione, gli innesti, ecc.

Il consumo elevato di benzina o di petrolio ed il costo del pari elevato di questi combustibili non ha permesso a questa applicazione di diffondersi di più. Si è fatto successivamente il tentativo di far funzionare queste macchine con gas di illuminazione compresso fino a 12-15 atmosfere trasportato sull'automotrice in serbatoi, gas che, prima della ammissione al cilindro, era ricondotto alla pressione atmosferica mediante opportune valvole di riduzione. La prima installazione del genere venne fatta a Dessau con locomotive di 12 cavalli tipo Lüdwig. Un sistema complicato d'ingranaggi trasmetteva, con velocità variabile a volontà, la potenza del motore agli assi. Ma questa applicazione non ebbe lunga durata e il tramway a gas di Dessau fu presto trasformato in tramway elettrico.

Tutto ciò doveva necessariamente avvenire poichè la soluzione del problema della trazione con motori a combustione sulle vie ferrate non era nè poteva essere matura. Solo l'automobile terrestre, per la disposizione generale del congegno meccanico, e la perfezione in esso raggiunta, se atta all'impiego di combustibili economici, poteva indicare la via giusta da seguire. E se questa via non è ancor seguìta, non tarderà ad esserlo, poichè risolti i problemi costruttivi della trasmissione di moto agli assi con velocità variabile, della messa in moto, dell'inversione, non resta più che l'applicazione al funzionamento dei motori di combustibili così economici da poter gareggiare cogli altri mezzi di trasporto. Così l'impiego di petrolii pesanti può essere un primo gradino per avere la vera locomotiva a combustione, ma quello del gas povero ne è certo il mezzo risolutivo, potendosi con esso avere uno chassis di grande semplicità di funzionamento, sicuro nei suoi organi, e di esercizio così economico da costare la metà ed anche meno che non col vapore. I principii sui quali si deve fondare la creazione della locomotiva a combustione interna sono i seguenti:

1° Impiego del gas povero, come quello che assicura una grande economia sulle motrici a vapore;

2° Chassis robusto e pesante proporzionatamente al carico da trascinare, onde avere un giusto rapporto tra il peso aderente e lo sforzo di trazione. In tal caso, tanto il peso del gasogeno, quanto quello dei suoi accessori, come quello della poca acqua consumata nel servizio costituiscono un vantaggio, essendo atti a rendere più pesante la macchina che forse sarebbe troppo leggera per trascinare il treno.

3° Motore a combustione a quattro tempi (il solo fino ad oggi veramente pratico col gas povero) a quattro cilindri almeno, funzionante a velocità non maggiore di 600 giri, sia per assicurare agli organi una buona durata, sia per l'inutilità di scemare di troppo il peso.

4° Sistema di avviamento automatico ad aria compressa, necessario tanto per le piccole che per le grandi forze; conseguentemente necessità di un compressore in azione permanente onde mantenere il serbatoio d'aria compressa nelle condizioni di pronto servizio.

5° Un piccolo motore (di 2 a 3 cavalli) a benzina o a petrolio per il movimento del ventilatore inteso al pronto avviamento del gasogeno, ed alla prima preparazione dell'aria compressa di avviamento.

6° Doppia accensione elettrica pel motore, per assicurarne in ogni caso il funzionamento.

7° Innesto tra il motore e l'albero che comanda le ruote motrici.

8° Cambio di velocità sul genere di quello in uso nelle automobili, con ingranaggi assai robusti chiusi in un carter ad olio. Presumibilmente bastevoli due velocità, le variazioni di pendenza non essendo molto forti in una via ferrata.

9° Trasmissione all'asse motore senza bisogno di inserire nessun meccanismo differenziale: trasmissione da effettuarsi con ingranaggi, o preferibilmente, con catene.

10° Accoppiamento dei due assi della locomotiva sì che diventino entrambi assi motori.

Tutto ciò, allo stato attuale della costruzione, è d'esecuzione semplice e di funzionamento sicuro. Nessun dubbio, se la realtà corrisponde alla logica delle cose, che molti servizi fatti oggi con locomotive a vapore, compreso quello delle tramvie, dovrebbero presto essere fatti con locomotive ad olio pesante o a gas povero, provviste di motori veloci a più cilindri.

Non volendosi eccedere di troppo nelle dimensioni delle macchine e dei cilindri, il limite di forza di questa applicazione si aggira oggi sui 100 cavalli. Non è escluso che in progresso di tempo questo limite debba allargarsi.

§ 5.

Navigazione aerea.

1. **I dirigibili e gli aeroplani. Caratteri dei loro motori.** — La soluzione del problema della navigazione aerea, sia col più pesante che col più leggero dell'aria, è allo stato odierno delle cose argomento che non può riguardare certamente una applicazione industriale del motore veloce. Esso riguarda invece esclusivamente le aspirazioni dello *sport* e quelle del servizio militare. I risultati finora ottenuti coi dirigibili e cogli aeroplani (il più pesante ed il più leggero dell'aria) dimostrano l'immenso progresso in pochi anni compiuto in un campo di trasporti che sembrava

ESCUELA INDUSTRIAL TARRASA

precluso ad ogni sforzo dell'umano ingegno. Certamente lo scopo sembrava ed era effettivamente più facile ad ottenersi con palloni dirigibili che non con gli aeroplani, dovendosi coi primi soddisfare a condizioni tecniche più facili, dappoichè bastava che il motore potesse realizzare una sola delle due funzioni necessarie per la conquista dell'atmosfera — che sono il *sostenimento* nell'aria e la *propulsione* — e precisamente la seconda di queste. Era anche più agevole perchè la maggior sicurezza personale nelle esperienze sulla dirigibilità dei palloni ed il maggiore interessamento da parte dei governi, doveva per questa via avviare inizialmente un maggior numero di esperimentatori.

Noi non intendiamo ricordare qui la serie delle esperienze storiche compiute con questi due ordini di apparati, esperienze veramente mirabili specialmente in ciò che si riferisce ai risultati ottenuti cogli aeroplani. Non è còmpito questo del nostro lavoro, che è circoscritto allo studio dei motori veloci ed ai caratteri delle loro applicazioni.

Non può tuttavia sfuggire una considerazione di grande peso, la quale deve innalzare sempre più ai nostri occhi la geniale concezione del motore veloce a combustione, poichè per esso solo è stato possibile portare la dirigibilità e l'aviazione a tale progresso, da convincere che la conquista definitiva e pratica dello spazio con apparati meccanici è questione soltanto di breve tempo. La quale conquista, se pure limitata inizialmente allo scopo di creare un nuovo ed efficace congegno di guerra, od alle delizie di uno *sport* unico e circonfuso delle più misteriose attrattive, non tarderà, come è necessario e come si è visto per le altre applicazioni che hanno seguìto un simile svolgimento, ad entrare in terreno più pratico, a soddisfare nuovi bisogni della vita civile, creando in essa una trasformazione assai profonda sia per i rapporti individuali che per quelli tra le nazioni, come per le condizioni generali del vivere, trasformazione di cui ora sarebbe assai difficile il concepire intera la portata.

Al motore a combustione, veloce, policilindrico, si è domandato quanto nessun altro sistema di forza motrice poteva dare, e che era nello stesso tempo condizione essenziale per rendere possibile la navigazione aerea, e cioè la *massima potenza specifica*, quale non erasi prima ottenuta, un *equilibrio* perfetto, ed una grande *uniformità* dello sforzo motore. Ma l'elemento tecnico nuovo che domina tutti gli altri è quello della potenza specifica, e cioè del lavoro che può svilupparsi per unità di peso, per cui si è giunti ad ottenere il cavallo effettivo, compresi gli approvvigionamenti, a circa 2 a 3 chg. di peso, e si attende, per la completa riescita del programma, che il peso per cavallo debba discendere ad 1 chg.

Naturalmente questa esigenza ha gradi diversi secondo che si tratta di dirigibili o di aeroplani, essendo massima nei secondi; ma ciascuna delle due forme di apparati presenta necessità diverse a seconda del tipo, forma e dimensioni. Lo studio del motore estremamente leggero, esagerante per questo aspetto le caratteristiche dei motori veloci, si rivolge

specialmente ai bisogni dell'aviazione: ma è naturale che quando da questo lato sia compiuto un reale progresso, ne approfittino i dirigibili, potendo ad ogni diminuzione di peso del motore di fronte alla potenza sviluppata, o diminuire le ingombranti dimensioni del pallone di sostenimento, o aumentare il carico, od aumentare la velocità.

Così questo indirizzo ha dato origine a forme costruttive di motori che si allontanano alquanto dai motori tipici della automobile nel senso di esagerarne le condizioni peculiari di velocità e di leggerezza: e questo si è ottenuto, sia col moltiplicare i cilindri e aumentare la velocità dei loro stantuffi, sia colla scelta di materiali appositi intesi a dare la massima leggerezza, sia con una calcolazione degli sforzi e degli elementi di resistenza avvicinantesi a quei limiti massimi oltre i quali la scienza delle costruzioni non garantisce nè la sicurezza nè la durata, sia infine curando la lavorazione così da sopprimere le parti ritenute inutili del materiale, dando agli organi profilo conforme alle resistenze attive delle singole parti.

Da questo indirizzo sono derivate motrici che hanno un certo carattere di originalità (motori Levavasseur, Esnault, Farcot, Gnôme, ecc.), nelle quali la velocità dello stantuffo ha superato il limite di 5 a 6 metri al 1″ avvicinandosi talvolta anche ai 10 metri, e talvolta superandola; motrici nelle quali sono caratteristiche la molteplicità dei cilindri, la riduzione del loro diametro e dello spessore, nelle quali si è cercato di eliminare il bisogno della circolazione d'acqua affidandone la funzione alle alette raffreddate dal rapido movimento, ed in cui la lavorazione dei singoli organi ha mirato, colla cura più scrupolosa ed avara, ad economizzare il gramma.

Data la natura del servizio che esse debbono prestare, l'appoggio assolutamente deficiente, sopra un congegno librato nello spazio e di poco peso, la regolarità dello sforzo motore, suddiviso in piccoli impulsi ad uniforme distribuzione, e l'equilibrio perfetto rispetto alle forze di inerzia erano condizione essenziale, e fu raggiunta.

Ma è lecito chiederci se queste forme rappresentino un affidamento stabile, e se il concetto che le ha generate abbia un carattere di permanenza. L'esigenza assoluta sulla potenza specifica dipende evidentemente dalla intensità del lavoro resistente per il comando dei dirigibili e degli aeroplani. Or questo lavoro resistente resterà quale è oggi? non si troverà, e per i dirigibili e per gli aeroplani, un tipo il quale dia un miglior rendimento, e per tal fatto non sia così esigente quale è oggi per rispetto alla potenza specifica del motore? Noi crediamo fermamente di sì, e più tale credenza è fondata per gli aeroplani che non per i dirigibili, nei quali ultimi lo studio del profilo rimonta a molti anni, e pei quali la resistenza offerta dall'aria al movimento del pallone ha caratteri più precisi e meglio studiati; mentre per l'aeroplano la questione è ancora oggetto di investigazioni teoriche e di esperienze, e lievi varianti nella disposizione generale dei piani e nella loro sagoma, e nella forma del propulsore, hanno potuto

produrre, a pari carico trasportato con eguale velocità, variazioni molto grandi nella forza richiesta.

Infatti, mentre nelle prime prove degli aeroplani ad ali piane una forza di 50 cavalli bastava appena a sostenere il peso dell'apparato e di una persona, nelle successive cogli apparecchi ad ali curve (Wright, Blériot) a parità di carico e di velocità la forza necessaria era dimezzata; e si può fondatamente presumere che, col procedere degli studi, il rendimento generale migliorerà di tanto, da scemare d'assai quelle esigenze di potenza specifica che sono state fin qui uno dei maggiori ostacoli allo sviluppo di questo mezzo di trasporto, e che hanno dato origine a quelle forme di motori, che, allontanandosi dal tipo classico dell'automobile, per raggiungere l'ideale del chilogramma per cavallo ancora lontano, hanno dato luogo a tipi di costruzione sulla cui praticità, in un servizio corrente e continuo, vi è luogo a dubitare.

Noi riteniamo dunque che certe forme troppo caratteristiche ed originali di motori per navigazione aerea, e specie per aeroplani, non abbiano che un valore transitorio, fino a quando siano di tanto perfezionati l'apparato di trasporto ed il propulsore da non richiedere come esigenza assoluta quel rapporto di potenza specifica cui abbiamo accennato. A meno che la soluzione definitiva non spetti al motore a combustione a forza viva, il quale solo, a nostro avviso, può accoppiare ad una potenza specifica molto elevata la semplicità del congegno meccanico, cosa essenziale in un servizio di questo genere, in cui gli arresti del motore possono costituire un pericolo o quanto meno un disagio non lieve.

2. Cenni sul calcolo del lavoro richiesto dagli aeroplani. — Ciò premesso, noi crediamo, considerato lo stato odierno della costruzione, inutile il precisare con formole molto dettagliate il lavoro richiesto pel funzionamento di dirigibili ed aeroplani, dappoichè i risultati non avrebbero un valore veramente positivo. Ci limiteremo a qualche cenno assai sommario.

E per ciò che riflette i dirigibili diremo senz'altro che, calcolato il lavoro occorrente in base alla resistenza offerta dall'aria, i motori ordinari di automobile nei quali sia studiata la massima leggerezza rispondono bene allo scopo della propulsione di tali apparati.

Per gli aeroplani (trascurando le altre forme di apparecchi meccanici volanti come gli elicotteri e gli ornitotteri), è noto che il problema a risolvere è più complesso; duplice è infatti la funzione del motore che deve provvedere alla sostentazione e alla propulsione. L'una e l'altra sono ottenute con piani obliqui alla direzione del movimento, nel modo che indica la figura 334. Il piano tratteggiato (parte attiva dell'aeroplano), obliquo all'orizzonte dell'angolo α, si sposta per lo sforzo del motore con velocità orizzontale e costante V; sia P il peso del piano e degli organi annessi di cui vuolsi la propulsione, S la sua superficie. Il centro di gravità G e quello di pressione O si suppongono sulla stessa verticale. Detto k un

coefficiente sperimentale ed indicando con R la reazione dell'aria normale al piano nel movimento, con Q (= P) la forza di sostentamento, con F la forza di propulsione, e con f la forza resistente orizzontale, si avrà per l'equilibrio:

$$R = k\,S\,V^2 . a$$
$$Q = P = k\,S\,V^2 . b$$
$$F = f = k\,S\,V^2 . c = Q\,\frac{c}{b}$$

essendo, secondo le esperienze di Rénard

$$a = 2 \operatorname{sen} \alpha - \operatorname{sen}^3 \alpha$$
$$b = a \cdot \cos \alpha$$
$$c = a \operatorname{sen} \alpha.$$

L'angolo α si dice angolo di incidenza.

Cantelou, non ammettendo l'esattezza del valore di a stabilito da Rénard, ha calcolato una tabella dalla quale stralciamo i seguenti dati:

Per α	a	b	c	c/b
6°	0,280	0,278	0,029	0,105
8°	0,335	0,332	0,046	0,141
10°	0,387	0,382	0,067	0,176
12°	0,450	0,440	0,093	0,213.

Dalle precedenti relazioni si ottiene la velocità di equilibrio colla

$$V = \sqrt{\frac{P}{k\,S\,b}}$$

e il lavoro utile teorico in cavalli impiegato alla propulsione colla

$$N_e = \frac{F\,V}{75} = \frac{P}{75}\,\frac{c}{b}\,\sqrt{\frac{P}{k\,S\,b}} = \frac{c}{75\,b}\,\sqrt{\frac{P^3}{k\,S\,b}}.$$

Dall'eguaglianza che dà il valore di V, risulta che fatto k costante ($k = \sim 0{,}1$) per una eguale incidenza α la velocità V di equilibrio dipende dal rapporto P/S, cioè dal carico per mq. della superficie sostentatrice.

Onde si otterrebbero, per l'aeroplano teorico, e coi numeri della tabella precedente, le seguenti velocità di equilibrio:

P/S	5	8	10	12	14	16	20	25
α = 6°	13,40	16,90	18,95	20,80	22,40	24,90	26,80	30,00
α = 8°	12,30	15,50	17,40	19,00	20,50	21,90	24,60	27,60
α = 10°	11,40	14,45	16,20	17,60	19,10	20,40	22,90	25,70

Ma la componente f non è sola a resistere all'azione del propulsore; ad essa si aggiunge la resistenza f_1 offerta oltre che dal piano dalle altre parti dell'apparato, e la resistenza f_2 dell'aria.

L'esperienza sembra concludere che sia

$$f_1 = \frac{P}{b} \cdot \frac{1{,}14}{S} \quad \text{e} \quad f_2 = 0{,}001 \frac{P}{b},$$

onde lo sforzo totale F che deve esercitare l'elica di propulsione è:

$$F = \frac{P}{b}\left(c + \frac{1{,}14}{S} + 0{,}001\right)$$

ed il lavoro utile in cavalli richiesto dalla propulsione sarà:

$$N_e = \frac{F\,V}{75} = \frac{P}{75\,b}\left(c + \frac{1{,}14}{S} + 0{,}001\right) V =$$

$$= \frac{1}{75}\left(\frac{c}{b} + \frac{1{,}14}{S\,b} + \frac{0{,}001}{b}\right) \sqrt{\frac{P^3}{k\,S\,b}}.$$

Naturalmente questo lavoro riflette la propulsione orizzontale; esso aumenterebbe se si deve permettere all'apparato di lanciarsi, di superare una

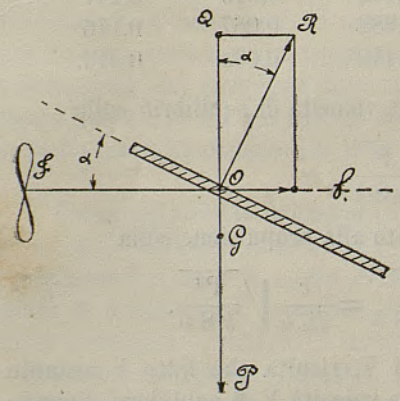


Fig. 334.

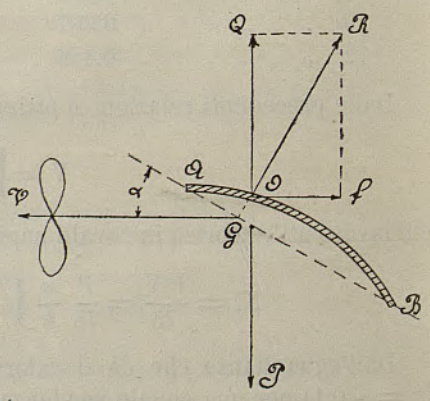


Fig. 335.

data pendenza o percorrere una curva; aumenta inoltre delle resistenze dovute alla trasmissione e pel rendimento del propulsore.

Se si volesse permettere all'apparato di superare nell'aria una pendenza β e se si ammette che il rendimento meccanico della trasmissione al propulsore, compreso il rendimento di questo, sia del 60 %, si avrebbe:

$$N_e = \frac{P}{0{,}60 \,.\, 75 \,.\, b}\left((b \operatorname{sen} \beta + c \cos \beta) + \frac{1{,}14}{S} + 0{,}001\right) V.$$

Ritenuta la convenienza di adottare, secondo le esperienze di Lilienthal, le ali a superficie curva (fig. 335), allora la resistenza offerta dalla superficie S cresce, il che è favorevole alla diminuzione della forza richiesta.

La superficie arcuata ad arco di circolo con saetta di $^1/_{12}$ permette di trasformare le relazioni precedenti, ottenendosi una minore velocità di equilibrio ed un minor lavoro. Risulta infatti che cambiano, sensibilmente, i valori delle funzioni a, b, c, e cioè:

per α	a	b	c	c/b
6°	0,76	0,72	0,085	0,118
8°	0,83	0,78	0,095	0,121
10°	0,87	0,82	0,110	0,133
12°	0,91	0,86	0,130	0,151

e i valori delle velocità V di equilibrio risultano da:

P/S	5	8	10	12	14	16	20	25
$\alpha = 6°$	8,50	10,50	11,75	12,85	13,90	14,90	16,60	18,60
$\alpha = 8°$	8,00	10,10	11,30	12,40	13,35	14,30	16,09	17,90
$\alpha = 10°$	7,80	9,85	11,00	12,00	13,00	14,00	15,60	17,50

A parità di R e Q si ha perciò una sensibile diminuzione di F e V, e cioè del lavoro.

La formola del lavoro diviene, per superficie mobile in senso orizzontale

$$N_e = \frac{P}{75 \cdot b}\left(c + \frac{0{,}57 \cdot s}{S} + 0{,}001\right) V$$

essendo s la superficie passiva ($s/S = {}^1/_{20} \sim {}^1/_{25}$) formata da tiranti, corde, ecc. e per superare una pendenza β, e tenuto conto del rendimento della trasmissione e dell'elica in 0,60:

$$N_e = \frac{P}{0{,}60 \cdot 75 \cdot b}\left(b \operatorname{sen}\beta + c\cos\beta + \frac{0{,}57 \cdot s}{S} + 0{,}001\right) V.$$

Ed in tal caso il lavoro richiesto è assai minore che nel caso precedente.

Abbiamo così indicato un modo sollecito di calcolare il lavoro, almeno in via approssimata.

Sull'entità del lavoro influisce il rendimento delle eliche in forte misura; ma non è nostro còmpito fare lo studio delle eliche aeree, studio quanto mai incerto allo stato attuale delle cognizioni. A questo riguardo ci limitiamo a dire che è dimostrato essere le eliche di grande diametro a grande superficie di pale ed a velocità angolare ridotta notevolmente superiori pel rendimento alle eliche piccole a grande velocità angolare. Ciò che confermerebbe il vantaggio dell'aeroplano Wright, in cui due eliche di gran diametro girano a velocità ridotta.

Ma sull'entità del lavoro necessario si presume debbano avere grande influenza i progressi che saranno realizzati nelle forme dell'ala. A questo riguardo l'unico mezzo per venire a risultati positivi non può essere fornito che dalla esperienza. L'osservazione della natura da un lato, la guida che

può esser offerta dai criteri teorici dall'altro, potranno suggerire quelle forme geometriche di ala che converrà assoggettare alle prove, e consigliare le loro modificazioni. Sembra però fin d'ora che potrà ottenersi un sensibile aumento di forza sostentatrice, una minor velocità di equilibrio ed un lavoro minore, col seguire questi due principii:

1° adottare una forma d'ala a curvatura variabile decrescente dall'orlo di attacco a quello di uscita;

2° adottare una forma d'ala che permetta di utilizzare il lavoro di espansione dell'aria, compressa dall'ala medesima nel suo movimento.

Se da tal lato potranno realizzarsi i progressi che si sperano, saranno migliorate le condizioni costruttive dei motori, e ne sarà aumentata la sicurezza di funzionamento.

L'esame del lavoro e delle condizioni di funzionamento dell'aeroplano dimostra ancora che il motore deve soddisfare ad una condizione prima non specificata, e cioè l'*elasticità* di potenza. Se in via normale con movimento rettilineo senza azioni perturbatrici la forza richiesta è costante, essa deve aumentare notevolmente per effettuare il lancio, le salite nell'aria, le curve, e per opporsi all'azione di venti obliqui. L'elasticità del motore, e cioè la possibilità di sviluppare per qualche periodo di tempo degli eccessi di potenza, sarebbe elemento massimo di sicurezza dell'aeroplano nelle varie fasi del suo movimento. Ma nei motori a combustione a stantuffo l'elasticità è assolutamente manchevole, e per vincere la difficoltà che ne risulta si dovrebbero adoperare motori di forza normale ben superiore a quella richiesta dall'aeroplano nel suo ordinario andamento. Onde la lotta per l'aumento della potenza specifica non deve essere tanto considerata in rapporto all'effettivo bisogno di una riduzione effettiva del peso del motore, quanto in rapporto alla necessità di poter tollerare un aumento di peso per guadagnare un aumento di lavoro.

Ma in queste condizioni il lavoro normale a carico ridotto non sarebbe economico rispetto al consumo; e perciò rispetto al peso degli approvvigionamenti.

Ripetiamo quindi che il problema del motore di aviazione è assai complesso; esso richiede *elasticità di lavoro, grande potenza specifica, minimo consumo, sicurezza di funzionamento.* Le soluzioni attuali possono rispondere bene ad un lato del problema, ma lasciano nell'ombra gli altri.

3. **Motori speciali per aviazione.** — Passiamo dunque senz'altro allo esame dei *motori speciali* per la navigazione aerea, dei quali già abbiamo indicato le condizioni. Premettiamo che allo stato presente di questa applicazione non può parlarsi che di motori a benzina; la utilizzazione di combustibili più economici, ma però meno facili ad evaporare, non è certamente ancora posta, e non lo sarà tanto presto.

Il primo esempio della applicazione del motore a combustione a benzina si ha nelle esperienze compiute da Santos Dumont nel 1902, quando

l'aeronauta potè effettuare con dirigibile il percorso S. Cloud-Torre Eiffel andata e ritorno, vincendo il premio Deutsch di 100.000 lire. Il motore era di 16 cavalli, tipo automobile, e lo stesso, cogli accessori e la riserva di benzina per un'ora di marcia, pesava 11 chg. per cavallo. Il motore a scoppio prese da allora posto normale nei dirigibili, opportunamente alleggerito. La condizione del peso, come abbiamo notato, non era quindi un ostacolo alla completa riuscita delle esperienze. Nel 1907 lo stesso Santos Dumont compiva, con aeroplano Voisin, il primo volo di 25 metri, dimostrazione decisiva della possibilità dell'aviazione, fino allora da molti contestata. Ma il motore era ridotto al peso di circa 3 chg. per cavallo, essendo stata quella la prima applicazione del motore Antoinette di Levavasseur, che ebbe ed ha tuttora così larga voga. Questo motore è stato il capostipite dei motori che si sono in seguito succeduti, motori a benzina derivati direttamente dal motore di automobile, dei quali essi esagerarono le qualità di leggerezza, oscillando nel peso da 2 a 3 chg. per cavallo effettivo.

Il motore Antoinette, del quale ci siamo occupati dandone lo schema generale allo studio dell'equilibrio dei motori, occupa il primo posto, in ordine di tempo, fra i varii motori impiegati nell'aviazione. Composto di 8 cilindri in gruppi di 4 a 4 disposti a V (e il numero dei cilindri può anche essere aumentato, tanto che si ha esempio di *racer* nel quale il motore Antoinette ha 24 cilindri) esso realizzò il primo tipo di macchina a perfetto equilibrio, senza trepidazioni e colla massima uniformità dello sforzo motore. Il numero elevato degli elementi motori che lo compongono dimostra che la coppia motrice non subisce se non variazioni insignificanti di intensità per la durata di ogni giro. L'assenza del volano, soppresso come organo inutile, è la conseguenza di questa costanza della coppia motrice. L'aggruppamento dei cilindri e l'ordine delle accensioni è poi scelto di maniera da ripartire gli sforzi uniformemente su tutta la larghezza da una parte all'altra del *carter*. Il tipo ad otto cilindri, che è rappresentato nelle figure 336, 337, 338, riposa su *carter* di alluminio a forma di prisma retto, la cui base è un triangolo isoscele o rettangolo. Quattro cilindri sono disposti da un lato e quattro dall'altro, i loro piani mediani essendo fra di loro perpendicolari. I cilindri di una serie sono leggermente spostati rispetto ai corrispondenti dell'altra serie, onde permettere che le due bielle possano far presa sullo stesso perno di manovella. Per la disposizione dei perni, veggasi il cap. VI, pag. 153. L'ordine di accensione dei cilindri ha la più completa arbitrarietà. Infatti, girando l'albero, i suoi perni passano due a due simultaneamente al punto più alto e più basso della loro circonferenza; ma i due gruppi di cilindri sono disposti a 90°; ne risulta che i quattro stantuffi uniti ai perni 1.4 arrivano al punto morto superiore nel seguente ordine: per esempio prima 1 e 5, poi dopo $^1/_4$ di giro 6 e 2 o inversamente. Si può dunque far esplodere i quattro cilindri 1.5.2.6 in due modi: od 1 e 5 esploderanno insieme compiendo cicli paralleli, come pure gli altri gruppi 6-2, 3-7, 8-4; ovvero 1 e 5 saranno

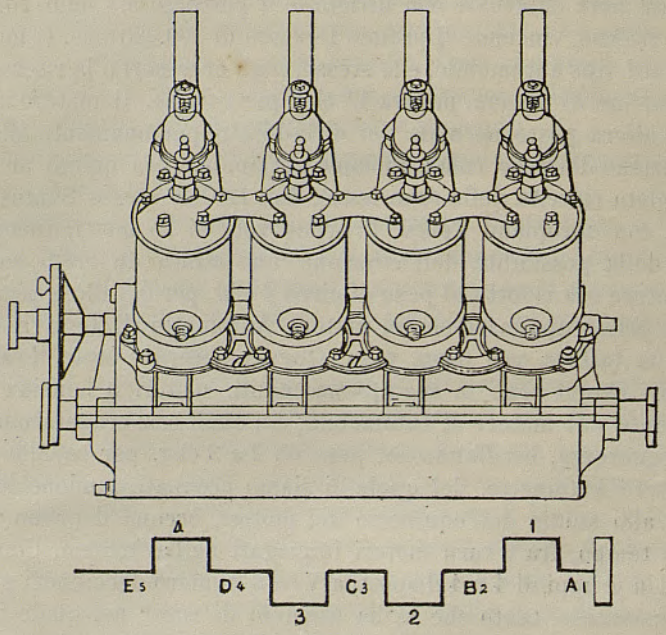


Fig. 336.

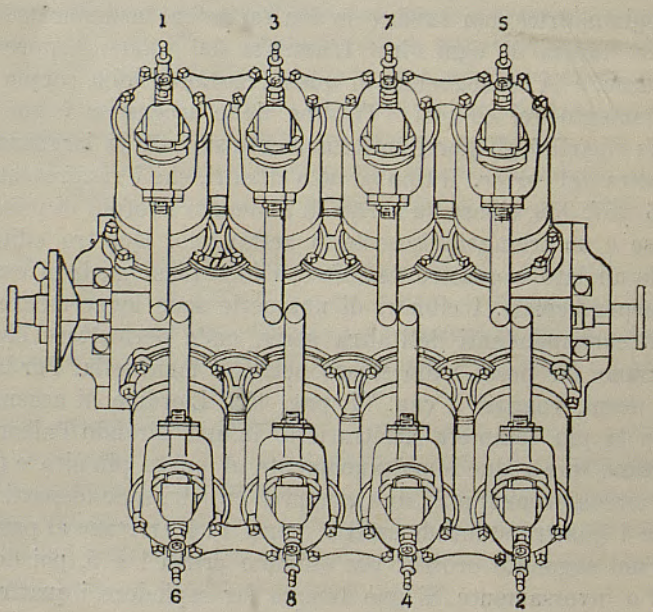


Fig. 337.

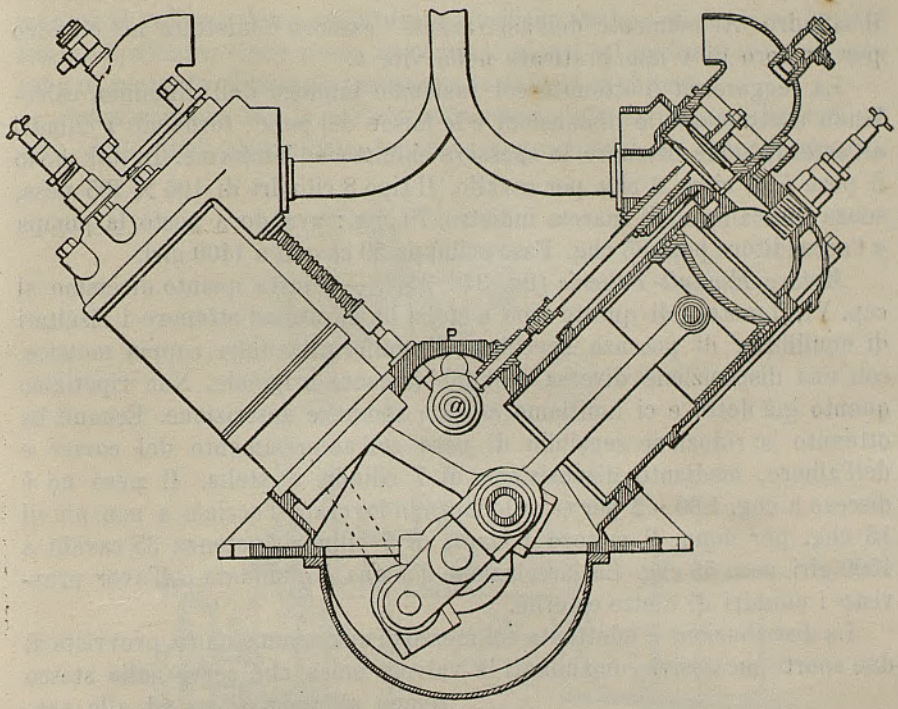


Fig. 338.

spostati di due fasi per modo che uno al punto morto farà aspirazione e l'altro esplosione. Questa seconda disposizione è preferibile facendo alternare le esplosioni da una parte e dall'altra del *carter* ed evitando così le vibrazioni pendolari che tenderebbero ad impartire al motore dei moti oscillatorii intorno all'asse dell'albero. Si usa quindi la disposizione 1.2.3.4..... indicata nella figura 336. In tal modo le esplosioni si succedono ad $^1/_4$ di giro.

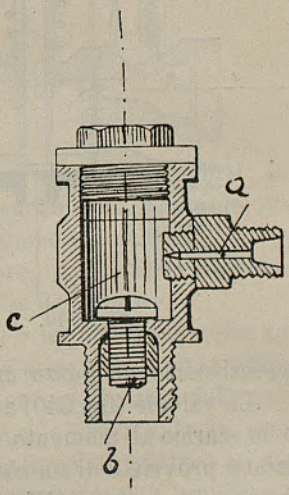


Fig. 339.

Nei primi tipi il cilindro era di ghisa con culatta riportata di alluminio, e inviluppo d'acqua di ottone; più tardi si sostituì l'acciaio e il rame rosso alla ghisa e all'ottone. L'accensore è ad alta tensione, con accumulatore ed una sola bobina a *trembleur*. Non esiste carburatore; la carburazione dell'aria è ottenuta con pompa di benzina a stantuffo, comandata da eccentrico, di cui si regola a volontà la corsa durante la marcia. Questa pompa spinge l'essenza filtrante (fig. 339) nel canale *a* di $^m/_m$ 0,5 che sbocca in una piccola camera *c* ove il liquido è immagazzinato sopra

il cilindro. Al momento dell'aspirazione l'essenza è iniettata nel cilindro per un foro di 1 mm. praticato nella vite *b*.

La leggerezza è ottenuta col razionale impiego dell'alluminio, calcolando esattamente le dimensioni e le forme dei pezzi, tornendo i cilindri all'esterno onde ottenere lo spessore minimo ed uniforme. In tal modo il peso è di circa 2 chg. per cavallo. Il tipo 8 cilindri di 105 × 105 pesa, senza meccanismo di marcia indietro, 70 chg.; avendo a posto la pompa e l'accenditore pesa 85 chg. Esso sviluppa 50 cavalli a 1400 giri.

Motore Esnault-Pelterie (fig. 340, 341). — Giusta quanto dicemmo al cap. VI, il motore di questo tipo a stella ha mirato ad ottenere i risultati di equilibrio, di potenza specifica, di uniformità della coppia motrice, con una disposizione diversa e indubbiamente originale. Non ripetiamo quanto già detto e ci limitiamo ad una semplice descrizione. Esnault ha ottenuto la riduzione sensibile di peso coll'accorciamento del *carter* e dell'albero, mediante disposizione di 7 cilindri a stella. Il peso ne è disceso a chg. 1,60 ~ 2 per cavallo facendo lavorare l'acciaio a non più di 15 chg. per mmq. Il motore Esnault di 7 cilindri, potenza 35 cavalli a 1500 giri, pesa 53 chg. La circolazione d'acqua è eliminata coll'aver provvisto i cilindri di alette esterne.

La distribuzione è effettuata col mezzo di una camma unica, provvista di due sporti successivi comandanti la valvola unica, che serve nello stesso tempo all'ammissione ed allo scarico. Il primo sporto, che ha piccolo risalto, mette la valvola, per virtù della sua speciale costruzione, nella posizione di scarico del gas combusto; il secondo, più accentuato, obbliga il rullo che guida l'asta di scarico ad alzarsi di più, aprendo così gli orifici di ammissione.

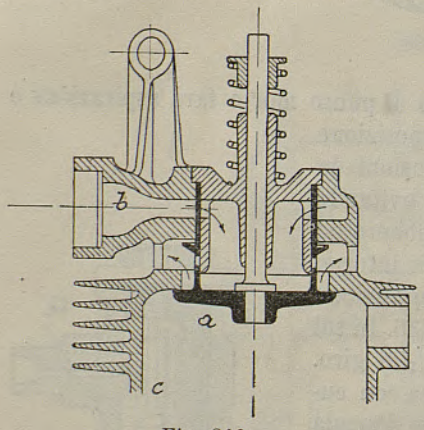


Fig. 340.

Una camma dovrebbe quindi presentare tre serie di sporti per corrispondere al servizio di 7 cilindri.

Ma questi essendo disposti a ventaglio su due linee, la camma è doppia, e formata di due dischi riuniti agenti come un pezzo unico sotto il comando di un rocchetto ausiliare.

Le valvole (fig. 340) assicurano ad un tempo l'ammissione della miscela e lo scarico al momento esatto a cagione del loro tipo speciale. Esse sono infatti provviste di un cassetto cilindrico sulla loro faccia esterna, cassetto fornito d'una serie di fori, e provvisto di un collare. Se si suppone che la camma di comando faccia alzare le valvole di 4 $^{m}/_{m}$ i fori restano mascherati da una guida fissa, e lo scarico si produce nello spazio anulare; se, in seguito, la valvola si solleva ancora di 4 $^{m}/_{m}$ i fori verranno smascherati

mentre il collare viene ad otturare l'orificio anulare di scarico. In tale istante il cilindro viene posto in comunicazione col carburatore mediante tubo di raccordo. Finita l'ammissione la valvola si chiude.

Come a figura 341 le valvole sono comandate mediante bilancieri ed aste, delle quali alcune sono inclinate per i cilindri del secondo gruppo.

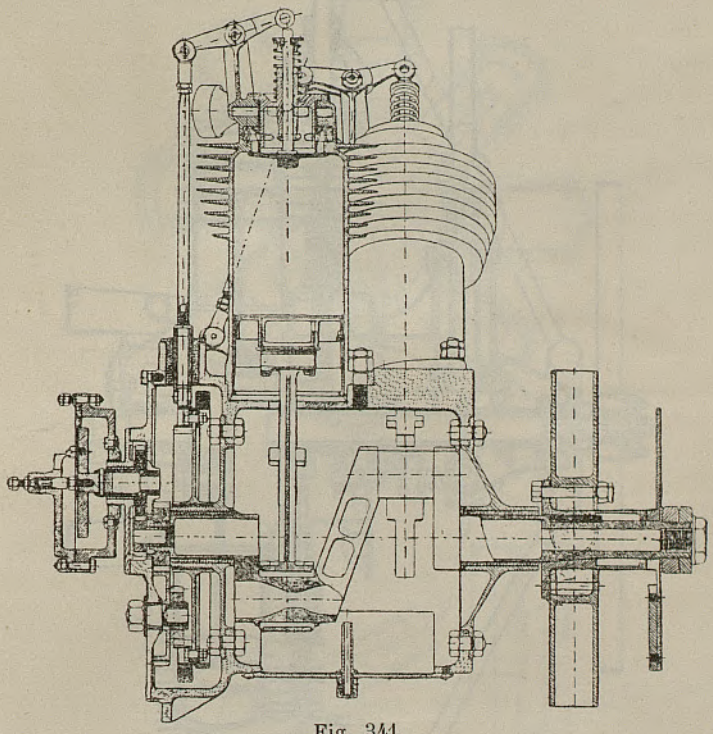


Fig. 341.

La figura 341 indica chiaramente la forma dell'albero e sopporti; la disposizione delle bielle è già stata indicata. Il *carter* è in alluminio, gli stantuffi sono in acciaio, i cilindri in ghisa torniti anche all'esterno.

L'accensione è fatta con bobine ed accumulatore; e può farsi anche a magnete avente velocità di rotazione di $^1/_4$ di quella del motore.

Il motore *Farcot*, come già si è visto (pag. 152) è un motore a stella ad otto cilindri; detti cilindri sono a raffreddamento d'aria, e presentano una speciale disposizione di valvola capace di determinare a seconda delle sue posizioni, come nel caso precedente, l'ammissione o lo scarico. Degli otto cilindri quattro sono collegati ad un bottone di manovella, quattro ad un altro calettato a 180°; si ottiene così una buona condizione di equilibrio, ed un'ottima distribuzione degli sforzi motori (fig. 342 e 343). Farcot ha provvisto il motore di doppia accensione, comprendente un magnete a corrente continua e degli accumulatori destinati per l'avviamento.

Ma non si ferma qui la serie dei motori speciali che, mediante apposita combinazione di cilindri, moltiplicandone il numero, mira ad ottenere la massima leggerezza, potenza ed uniformità di movimento. Non solo, dopo i primi successi dell'aviazione, si dedicano a questo studio inventori nuovi

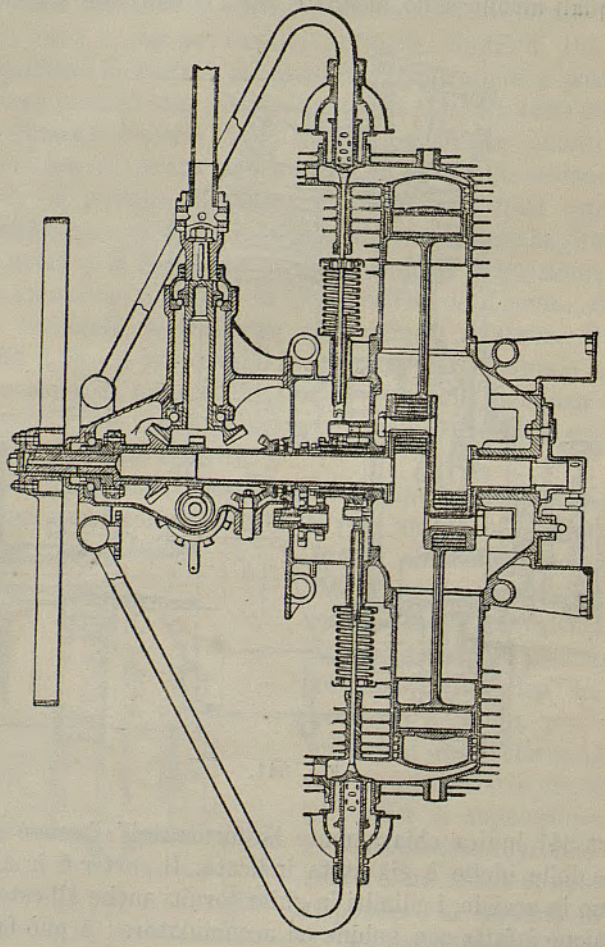


Fig. 342.

e costruttori inesperti, che l'incertezza sperimentale e la deficienza delle nozioni teoriche espone a sicuri insuccessi, ma vi si applicano costruttori che hanno raccolto nel campo dell'automobilismo allori meritati, così dicasi di Gobron, Vinot, Ernst, Bellot, Aster, Anzani, ecc., ecc.

Chiuderemo la rassegna di questi speciali motori, che dopo tutto ha un certo carattere di uniformità, col citare semplicemente il motore Miesse, a 12 cilindri, disposto nel modo che indica la fig. 344, con due sole manovelle a 180°, ognuna delle quali riceve l'attacco di 6 bielle.

Questi sono i principali sistemi *speciali* di forza motrice che si trovano nel commercio per la speciale applicazione agli apparati di aviazione.

Non sarà inutile il ripetere che, col progresso negli studi e delle esperienze sugli aeroplani e sulle eliche di propulsione, onde aumentarne il

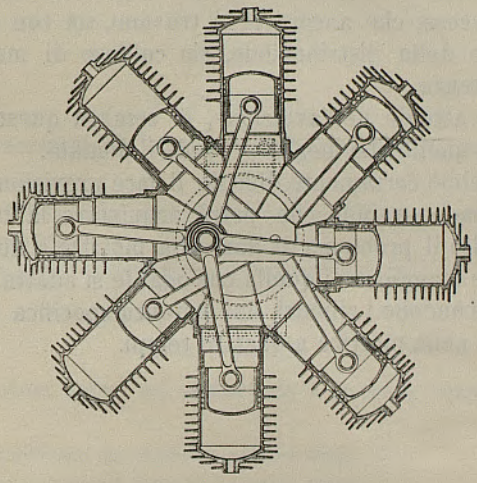


Fig. 343.

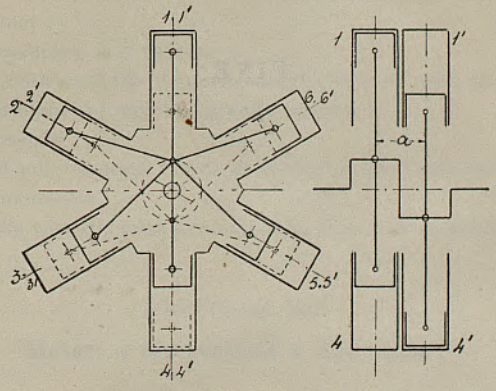


Fig. 344.

rendimento, l'eccesso di potenza specifica, che ha condotto a delle forme ad un tempo originali ed assai costose di costruzione, non avrà una importanza così assoluta quale ha ora nei primi passi di questa nuova applicazione. Si ritornerà allora a forme più semplici, e si cercherà anche l'impiego di combustibili liquidi meno costosi, su questi esclusivamente basando il costo della navigazione aerea, poichè nessun altro coefficiente estraneo (come avviene dei pneumatici nell'automobile) viene a disturbare il calcolo del costo di esercizio.

Sotto tale riguardo le fabbriche italiane che cominciano ad occuparsi della costruzione di questi motori (*Spa*, *Itala*, *Buzio*, ecc.) seguono, secondo il nostro avviso, un indirizzo più logico di quello che è seguìto dagli stranieri. Esse si limitano generalmente al motore tipo automobile di cui, con criterii tecnici esatti, si studiano di ridurre ulteriormente il peso, sia col togliere quegli eccessi che ancora vi si trovano, sia con opportune modifiche al comando della distribuzione, sia coll'uso di materiali dotati di eccezionale resistenza.

E, allo stato attuale dell'aviazione, ci sembra questo il sistema più prudente, e forse quello che meglio prevede il domani.

Sul quale sarebbe certamente difficile il fare previsioni; ma, a parte il successo più o meno rapido che potrà acquistare la turbina a gas, ci sembra che, risolto il problema di dare alla motrice a due tempi la velocità conveniente e maggiore di quella che oggi le si adatta, si possa da essa ottenere, moltiplicandone i cilindri, una potenza specifica ed una elasticità maggiori che non nella motrice a quattro tempi.

FINE

INDICE DELLE MATERIE

CAPITOLO I.

Generalità sui motori veloci a combustione.

1. Importanza dei motori veloci policilindrici, a combustione. Loro applicazione nel campo industriale . . . . . *Pag.* 1
2. Caratteristiche del motore veloce mono- e policilindrico. Suoi particolari pregi » 3

CAPITOLO II.

I motori veloci ad esplosione a quattro tempi.

1. Analisi del funzionamento dei motori a quattro tempi . . . . . *Pag.* 10
2. Diagrammi teorici e reali del motore a quattro tempi . . . . . » 12
3. Rendimento. Grado di compressione . . . . . » 15
4. Grado di perfezione del ciclo: esame delle singole fasi del medesimo in riguardo ai motori veloci . . . . . » 18
5. Calcolo delle dimensioni del cilindro . . . . . » 28
6. La velocità media dello stantuffo, il numero dei giri, la corsa nelle motrici veloci » 38
7. Considerazioni pratiche sui motori a grande velocità . . . . . » 42
8. Motori ad asse spostato . . . . . » 48
9. Pressioni effettive sullo stantuffo; forze di inerzia e forze effettive trasmesse al bottone di manovella . . . . . » 50
10. Dell'influenza della velocità dello stantuffo sulle resistenze di attrito . . . » 56

CAPITOLO III.

Motori a combustione a due tempi.

1. Caratteri generali del motore a due tempi . . . . . *Pag.* 61
2. Disposizioni diverse per realizzare il funzionamento a due tempi . . . . » 63
3. Motori a due tempi lenti e veloci . . . . . » 64
4. Il sistema a due tempi quale è applicato nelle macchine veloci . . . . . » 65
5. Tipi diversi di motori a due tempi veloci . . . . . » 67
6. Diagramma del motore a due tempi . . . . . » 71
7. Confronto tra il motore a due tempi ed a quattro tempi . . . . . » 72
8. Influenza del grande numero di giri sul compimento delle fasi di scarico ed ammissione . . . . . » 76
9. Calcolo del lavoro nelle macchine a due tempi . . . . . » 78

CAPITOLO IV.

Motori a combustione con fase di combustione a pressione costante. Motori Diesel.

1. Il diagramma delle motrici a combustione a pressione costante . . . . *Pag.* 81
2. Il ciclo Diesel . . . . . » 83
3. Analisi delle fasi del ciclo Diesel . . . . . » 86
4. Calcolo del lavoro e delle dimensioni del Diesel . . . . . » 87
5. Descrizione sommaria del motore Diesel . . . . . » 89
6. Dell'applicazione del ciclo Diesel alle macchine veloci . . . . . » 91

CAPITOLO V.

Le prove sperimentali all'indicatore ed al freno sui motori veloci.

1. L'indicatore e la sua applicazione alle macchine veloci . . . . . *Pag.* 96
2. Applicazione degli indicatori di tipo ordinario ai motori veloci . . . . » 99
3. Il manografo . . . . . » 102
4. Misura del lavoro effettivo. Freni ordinari e freni elettrici . . . . . » 106
5. Molinello Renard . . . . . » 109

CAPITOLO VI.

Dell'equilibrio dei motori.

1. Generalità sull'equilibrio dei motori . . . . . *Pag.* 113
2. Equilibrio delle masse dotate di moto rotatorio . . . . . » 114
3. Equilibrio delle masse dotate di moto alternato . . . . . » 117
4. Equilibrio delle forze di inerzia delle masse in moto alternato tenendo conto della lunghezza della biella . . . . . » 122
5. Dell'equilibrio automatico nelle macchine a più cilindri . . . . . » 124
6. Conclusioni generali circa l'equilibrio dei motori . . . . . » 127
7. Equilibrio dei motori ad un cilindro . . . . . » 128
8. Equilibrio dei motori a due cilindri e a due manovelle . . . . . » 130
9. Equilibrio dei motori a tre manovelle . . . . . » 133
10. Equilibrio dei motori a quattro cilindri con quattro manovelle. . . . . » 136
11. Equilibrio delle macchine a sei cilindri e sei manovelle . . . . . » 142
12. Equilibrio delle macchine ad otto cilindri . . . . . » 143
13. Equilibrio dei motori con cilindri a V (a 90°) . . . . . » 144
14. Equilibrio dei motori a più cilindri disposti a stella . . . . . » 148
15. Dell'applicazione dei principii di equilibrio ai motori di tipo qualsiasi . . » 154
16. Delle vibrazioni nelle intelaiature delle macchine veloci . . . . . » »

CAPITOLO VII.

La distribuzione nei motori veloci.

1. Delle varie parti di cui si compongono i motori . . . . . *Pag.* 158
2. Della distribuzione in generale. Calcolo delle valvole . . . . . » »
3. Disposizione delle valvole e del loro comando . . . . . » 163
4. Registrazione della distribuzione . . . . . » 165
5. Del comando della distribuzione . . . . . » 167
6. Diagramma della distribuzione . . . . . » 171

CAPITOLO VIII.

Volani e regolatori nelle macchine veloci.

1. Funzione del regolatore e del volano . . . . . *Pag.* 181
2. Dei regolatori e dei modi di azione dei medesimi . . . . . » 182
3. I regolatori centrifughi nelle macchine veloci. Loro caratteri generali . . » 184
4. Tipi di regolatori centrifughi per macchine veloci . . . . . » 187
5. Regolatori pneumatici ed idraulici a cambiamento di regime . . . . . » 191
6. Volani . . . . . » 194

CAPITOLO IX.

Sistemi di accensione nei motori veloci a combustione.

1. Importanza dell'accensione. Accensione con bobine . . . . . *Pag.* 200
2. Le candele di accensione . . . . . » 205
3. Accensione con scintilla d'induzione a bobina unica per più cilindri . . . » 206
4. Accensione con magnete a bassa tensione . . . . . » 207
5. Accensione con magnete ad alta tensione . . . . . » 212
6. Considerazioni sull'accensione . . . . . » 216
7. La doppia accensione . . . . . » 220
8. Accensione ad incandescenza. Acccensione spontanea ed accensione catalitica » 221

CAPITOLO X.

Calcolazione degli organi principali dei motori veloci a combustione.

1. Sul calcolo degli alberi in genere . . . . . *Pag.* 225
2. Alberi a manovella unica . . . . . » 226
3. Alberi per motori a più cilindri . . . . . » 231
4. Impiego dei cuscini a sfere negli alberi a gomito . . . . . » 237
5. Calcolo delle bielle . . . . . » 238
6. Calcolo dei cilindri . . . . . » 240
7. Stantuffi . . . . . » 243
8. Anelli elastici . . . . . » 244
9. Il carter dei motori . . . . . » 245
10. Le molle delle valvole . . . . . » 250

CAPITOLO XI.

Mezzi per assicurare il raffreddamento dei cilindri e delle valvole. Reimpiego dell'acqua di circolazione.

1. Generalità sul raffreddamento dei motori . . . . . *Pag.* 252
2. Raffreddamento con aria . . . . . » »
3. Raffreddamento coll'acqua . . . . . » 253
4. Calcolo del radiatore . . . . . » 258
5. Pompe di circolazione . . . . . » 260
6. Circolazione a termosifone. . . . . » 262
7. Dei radiatori e dei sistemi di ricupero d'acqua per contatto diretto con aria » 263

CAPITOLO XII.

Disposizioni generali di installazione dei motori. Tuberie, silenziosi. Lubrificazione.

1. Installazione completa dei motori veloci . . . . . *Pag.* 265
2. Le ruote dentate . . . . . » 270
3. Disposizione delle tuberie . . . . . » 271
4. Silenziosi o barilotti di scarico . . . . . » 275
5. La lubrificazione dei motori veloci . . . . . » 277

CAPITOLO XIII.

Messa in moto dei motori. Inversione di moto.

1. Messa in moto a mano ed automatica . . . . . *Pag.* 281
2. Avviamento del motore a mano . . . . . » 282
3. Messa in moto automatica . . . . . » 284
4. Inversione di marcia nei motori ad esplosione . . . . . » 287

CAPITOLO XIV.

I generatori adatti pel funzionamento dei motori veloci. Gasogeni - Carburatori - Vaporizzatori - Polverizzatori.

1. Classificazione dei generatori di gas . . . . . *Pag.* 298
2. Generatori di gas per combustibili solidi. Gas povero . . . . . » 299
3. Depurazione del gas . . . . . » 308
4. Generatori per combustibili liquidi. Natura dei combustibili liquidi . . . » »
5. Carburatori . . . . . » 311
6. Tipi di carburatori . . . . . » 318
7. Vaporizzatori . . . . . » 321
8. Polverizzatori . . . . . » 322
9. Sistemi misti di polverizzazione e vaporizzazione . . . . . » 326
10. Conclusioni sul costo della forza motrice coi varii combustibili . . . . » 328

CAPITOLO XV.

Turbine a gas.

1. Quali devono essere le proprietà di una turbina a gas, e quali difficoltà si oppongono alla sua realizzazione . . . . . *Pag.* 330
2. Esame critico delle diverse difficoltà che ostacolano la creazione delle turbine, e modo di ovviarvi . . . . . » 333
3. Calcolazioni relative alle turbine a gas . . . . . » 336
4. Esempio pratico di calcolo di una turbina a gas basata sui precedenti principii » 342
5. Schema della disposizione della turbina a gas in base ai principii precedenti » 344

CAPITOLO XVI.

Le applicazioni dei motori veloci nel campo delle industrie e dello sport.

§ 1. — *Generalità.*

1. Le applicazioni sportive e industriali del motore veloce . . . . . *Pag.* 346
2. Classificazione . . . . . » 347

§ 2. — *L'automobile terrestre.*

1. Calcolo della forza motrice occorrente pel servizio di una automobile . . . » 348
2. Aderenza . . . . . » 350
3. Caratteri speciali del motore per automobile e della sua trasmissione . . » »
4. Trasmissioni elettriche, idrauliche e pneumatiche . . . . . » 355
5. Motori per automobile . . . . . » 358
6. Il costo di esercizio delle vetture, in relazione ai vari elementi che vi influiscono » 361
7. Vettura di diporto . . . . . » 369
8. Automobile industriale . . . . . » 370
9. Treni stradali . . . . . » 373

§ 3. — *La navigazione automobile.*

1. Calcolo del lavoro richiesto per un motore di navigazione . . . . . » 376
2. Le applicazioni del motore a combustione in navigazione . . . . . » 379
3. Caratteri tecnici del motore a combustione per navigazione, e degli elementi accessorii . . . . . » 381
4. Applicazioni nell'automobilismo nautico . . . . . » 390
5. Applicazioni alla marina militare . . . . . » 401

§ 4. — *Motori veloci per l'industria e l'agricoltura.*

1. Impiego dei motori veloci come motori fissi . . . . . » 403
2. Motori locomobili . . . . . » 405
3. Autolocomobili . . . . . » 411
4. Aratri a motore . . . . . » »
5. Locomotrice a motore e locomotrici stradali . . . . . » 413

§ 5. — *Navigazione aerea.*

1. I dirigibili e gli aeroplani. Caratteri dei loro motori . . . . . » 415
2. Cenni sul calcolo del lavoro richiesto dagli aeroplani . . . . . » 418
3. Motori speciali per aviazione . . . . . » 421

INDICE ALFABETICO

A

Acceleratori, *pag.* 191.
Accensione a bobine, 200.
— a bobine per 4 cilindri, 204.
— ad incandescenza, 221.
— catalitica, 221.
— dei motori, 200.
— Mercedes a bassa tensione, 209.
— spontanea, 221.
Accumulatori e pile, 200.
Alberi con perni a sfere, 236.
— di motore, 225.
Alcool, 309.
Analisi del ciclo Diesel, 86.
Anelli elastici, 244.
Antoinette (motore), 145, 421.
Applicazione dei motori veloci allo sport e all'industria, 346.
Aratri a motore, 411.
Aratura, 412.
Aria compressa per l'avviamento, 285.
Arnoux, 203.
Aspirazione, 19.
Asse spostato della valvola, 176.
Autolocomobili, 411.
Automobile industriale, 362.
— nautico, 390.
— terrestre, 348.
Avanzamento accensione, 40, 209.
Aviazione, 415.

B

Banki, 47.
Barilotto di scarico, 275.
Bassa tensione, 207.
Benz, 64.
Benzina, 308.
Benzolo, 310.
Biella, 238.
Bobine di accensione per più cilindri, 206.
Bosch, 210, 214.
Brillé, 328.

C

Calcolazione degli alberi, *pag.* 225.
— relativa alle turbine a gas, 336.
Calcolo dei cilindri, 240.
— del lavoro, 28.
— delle bielle, 238.
— del radiatore, 258.
— del raffreddatore, 257.
Cambiamento di regime, 191.
Cambio di velocità, 353, 385.
Camicia di riporto, 241.
Camion a gas povero, 365.
Camme, 168, 175.
— di decompressione, 177.
Candele di accensione, 205.
— Wydts, 223.
Cantono, 373.
Capacità delle camere di compressione, 22.
Caratteri del motore per automobile, 350.
Carburatore Krebs, 316.
Carburatori, 298, 310.
Cardano, 351.
Carpentier, 101.
Carter del motore, 245.
Case galleggianti, 393.
Catalitica, 221.
Catena, 351.
Cavitazione nelle eliche, 377.
Cerchiatura delle ruote nelle vetture, 368.
Chenard, 321.
Ciclo a due tempi, 61.
— Diesel, 83.
Cilindri, 240, 241.
— a V, 144.
— multipli, 44.
Circolazione a termosifone, 262.
— d'acqua, 253.
Comando della distribuzione, 167.
— delle valvole, 163.
— delle valvole dall'alto, 170.
Combustibili liquidi, 308.
— per automobili industriali, 364.

Compressione nei motori, *pag.* 17.
Confronto fra i 2 tempi e i 4 tempi, 72.
Coperchio del cilindro, 242.
Corsa delle motrici veloci, 38.
— di compressione, 21.
— di esplosione, 23.
— di scarico, 27.
Coster, 392.
Costo della forza motrice, 328.
— di esercizio della vettura, 361.
Cruiser, 390.
Curve degli sforzi tangenziali, 55.
— di compressione, 14.
— di espansione, 14.

D

Daimler, 235.
Decompressione, 177.
— per la messa in moto, 283.
Depurazione del gas, 308.
Diagramma a due tempi, 71.
— degli sforzi tangenziali, 195.
— della distribuzione, 171.
— dell'indicatore, 97.
— del motore a due cilindri, 173.
— del motore a quattro cilindri, 174.
— teorico del motore a quattro tempi, 12.
Diagrammi reali, 12.
Diesel, 81.
Difficoltà per l'attuazione delle turbine, 333.
Dimensioni dei volani, 199.
— del cilindro, 28.
Dinamo per accensione, 210.
Dirigibili, 415.
Disposizione delle tuberie, 271.
— di comando delle valvole, 163.
Distributore nell'accensione a bobine, 202.
Distribuzione, 165.
— nei motori, 158.
Doppia accensione, 220.
Doppio effetto (motore), 44.
Dugald-Clerch, 332.
Durata dei motori veloci, 3.
Durr, 321.

E

Eisemann, 213.
Eliche, 376.
— multiple, 384.
— reversibili, 389.
Equilibrio, 136.
— automatico nelle motrici policilindriche, 124.
— dei motori, 113.
Equilibrio delle masse, *pag.* 43.
— delle masse a moto alternato, 117.
— delle masse rotanti, 114.
— generale dei motori a quattro cilindri, 138.
— principale, 123.
— secondario, 123.
Esempio di turbina a gas, 342.
Esnault-Pelterie (motore), 151, 424.
Espansione, 23.
— multipla, 44.
Esponente della curva di compressione, 21.

F

Farcot, 151, 426.
Fasi al magneto Bosch, 211.
— del motore a 4 tempi, 11.
Forest, 289.
Forza occorrente per un'automobile, 348.
Forze centrifughe, 114.
— d'inerzia, 51.
— d'inerzia specifiche, 52.
Freni, 106.
— elettrici, 107.

G

Gasogeni, 298.
— a gas povero, 300.
Gasogeno a rivestimento basico o neutro, 306.
Gas povero, 299.
Generalità sui motori veloci a combustione, 1.
— sui regolatori, 184.
Generatori di gas, 298.
Gigleur, 311.
Gnome, 320.
Gobron-Brillé, 136.
Goutallier, 288.

H

House-boating, 393.

I

Incandescenza, 221.
Indicatore a tamburo fisso, 97.
— per motori veloci, 96.
— Ravigneaux, 101.
Indicatori ordinarî applicati alle motrici veloci, 99.
Infiammazione delle miscele, 39.
Influenza delle scintille sull'accensione, 217.
Iniezione d'acqua nei cilindri, 47.
Innesto nell'automobile, 352.
— per navigazione, 382.

Installazione dei motori, *pag.* 265.
Inversione a freni e differenziale, 290.
— con ruote (2 fasi), 296.
— di marcia, 287.
— di marcia negli impianti fissi, 288.
— di marcia nelle automobili, 288.
— di moto, 353.
— diretta sul motore, 293.
— Forest, 289.
— per navigazione, 288.
Inviluppo di cilindro, 241.
Itala, 210.

J

Jacht, 390.

K

Koerting, 65.
Körting, 321.
Krebs, 316, 319.

L

Lacoste, 203.
Lavoro effettivo, 106.
— nel motore a due tempi, 78.
— richiesto per la navigazione, 376.
Legros, 69, 193.
Lemaitre, 68.
Livello costante del carburatore, 311.
Locomobili, 405.
Locomotive, 413.
Locomotore, 413.
Longuemare, 319.
Lubrificazione automatica, 279.
— dei motori, 277.
Ludwig, 414.
Lunghezza dello stantuffo, 243.

M

Magnete a bassa tensione, 207.
— ad alta tensione, 212.
— Bosch, 210.
— Bosch alta tensione, 214.
— Eisemann, 213.
— Vesta, 213.
Manografo, 102.
Manovella di messa in moto, 282.
— multipla, 231.
— unica, 226.
Marina militare, 401.
Martelletti d'accensione, 208.
Materiale delle valvole, 163.
Meccanismo della distribuzione, 178.
Meccanismo di messa in moto ad aria compressa, *pag.* 286.
Mercedes, 209.
Messa in moto ad aria compressa, 285.
— in moto a mano, 282.
— in moto automatica, 284.
— in moto dei motori, 281.
Miesse (motore), 429.
Mietz, 67.
Miscela di avviamento, 284.
Modi diversi di registrazione, 182.
Molinello Renard, 109.
Molle delle valvole, 250.
— dello stantuffo, 244.
Molteplicità dei cilindri, 4.
Motore a combustione a pressione costante, 81.
— ad asse spostato, 48.
— a due cilindri, 130.
— a due tempi, 61.
— a due tempi nell'automobile, 360.
— a due tempi veloci, 64.
— ad un cilindro, 128.
— a grande velocità, 42.
— Antoinette, 145.
— a otto cilindri a stella, 150.
— a quattro cilindri, 136.
— a quattro cilindri a stella, 150.
— a sei cilindri, 142.
— a sette cilindri a stella, 151.
— a stella, 148.
— a tre cilindri, 133.
— a tre cilindri a stella, 148.
— Clerk, 63.
— con cilindri a V, 144.
— del piroscafo *Padus*, 396.
— Diesel, 81.
— per automobile, 358.
— per navigazione, 381.
— tipo pilon, 43.
Motori a quattro tempi, 10.
— fissi, 404.
— per aviazione, 422.
— per l'industria e l'agricoltura, 403.
— veloci, 10.

N

Naftalina, 310.
Natura della scintilla d'accensione, 217.
Navigazione aerea, 413.
— automobile, 376.
— automobile industriale, 380, 395.
Novaretti, 375.
Numero di giri, 38.
— e giri del motore a 2 tempi, 76.

O

Oechelhäuser, *pag.* 65.
Olio pesante, 308.

P

Pace (motori), 402.
Padus, 290, 395.
Perfezione del diagramma, 14.
Petrolio, 308.
Pneumatici, 354.
Polverizzatore Diesel, 324.
Polverizzatori, 298, 322.
Pompe centrifughe, 261.
— di circolazione, 260.
— per polverizzatori, 324.
— rotative ad ingranaggi, 260.
— rotative a stantuffi, 260.
Potenze specifiche, 358, 385.
Pregi della turbina a gas, 331.
Pressione effettiva sullo stantuffo, 50.
— media pei motori a gas, 34.
Profilo delle camme, 175.
Propagazione della combustione, 41.
Proprietà delle turbine a gas, 330.
Prove sperimentali su motori veloci, 96.

R

Racer, 390.
Radiatore, 258.
— a contatto diretto ad aria, 263.
— a *nid d'abeilles*, 260.
Raffreddamento a circolazione, 255.
— a contatto diretto, 263.
— con acqua, 253.
— con aria, 252.
— dei motori, 252.
Ravel, 67.
Ravigneaux, 101.
Reavell, 326.
Registrazione dell'accensione, 218.
— della distribuzione, 165.
Regolatore a molle combinate, 189.
— Gronvelle, 193.
— idraulico, 191.
— Legros, 193.
— nelle automobili, 383.
— pneumatico, 191.
Regolatori, 181.
— a molle assiali, 188.
— a molle trasversali, 189.
— centrifughi, 184.
— per macchine veloci, 187.
Renard, *pag.* 109, 373.
Rendimento, 15.
— organico, 18.
— termico, 16.
— volumetrico, 20.
Resistenze di attrito nei motori veloci, 56.
Rimorchi, 373.
Ritardatori, 191.
Ritardo accensione, 209.
Rocchetto di induzione, 201.
Root, 260.
Rottura della corrente, 208.
Ruote dentate, 270.

S

Schema della circolazione d'acqua, 256.
— di accensione due cilindri, 203.
— di turbina a gas, 344.
— di un carburatore, 311.
Sforzo trasmesso alla manovella, 50.
Silenzioso, 275.
Sincronismo delle vibrazioni, 153.
Sinn, 400.
Sintz, 70.
Sistemi misti di polverizzazione e vaporizzazione, 326.
Sopporti a sfere negli alberi, 236.
Sospensione dei veicoli, 354.
Spese di esercizio per le vetture, 363.
Stantuffi, 243.
Stenos, 320.

T

Telaio del motore, 245.
— verticale, 43.
Termosifone, 262.
Tipi di carburatore, 318.
— di silenziosi, 276.
Tipo di motore veloce a due tempi, 67.
Transatlantici con motori a gas, 400.
Trasmissione a cardano, 351.
— a catena, 351.
— del motore alle eliche, 383.
— elettrica nelle vetture, 355.
— idraulica, 355.
— pneumatica, 355.
Trembleur, 201.
— Arnoux, 203.
— comandato, 202.
— Lacoste, 203.
Treno Cantono, 373.
— Renard, 373.

Treno stradale, *pag.* 373.
Tuberie, 271.
Turbina a gas, 330.

V

Valvole automatiche, 161.
— comandate, 161.
— dei motori, 159.
— di scarico, 162.
— (tipi), 163.
Vaporizzatori, 298, 321.
Vari sistemi di motori a 2 tempi, 63.
Velocità dei motori di automobili, 358.
— di infiammazione, 39.
— di regime, 191.
Velocità media dello stantuffo, *pag.* 38.
Vesta, 213.
Vettura benzo-pneumatica, 355.
— di diporto, 369.
— di piazza, 370.
— industriale, 370.
— per servizio militare, 372.
— per servizio pubblico, 372.
Vibrazioni nelle macchine, 154.
Volani, 181, 194.

W

Weiss, 69.
Wichers, 402.
Wydts, 223.



This document was downloaded free from

www.iw1axr.eu/carmanual.htm

Questo documento è stato scaricato gratuitamente da

www.iw1axr.eu/auto.htm