ING. DANTE GIACOSA
FIAT - DIRETTORE UFFICI TECNICI AUTOVEICOLI

MOTORI ENDOTERMICI ALTERNATIVI

MOTORI CON ACCENSIONE PER SCINTILLA: A CARBURAZIONE E AD INIEZIONE

MOTORI AD ACCENSIONE SPONTANEA: DIESEL LENTI E VELOCI

TEORIA - COSTRUZIONE - PROVE

QUARTA EDIZIONE RIVEDUTA

Con 440 illustrazioni nel testo e XVIII tabelle



EDITORE ULRICO HOEPLI MILANO

ING. DANTE GIACOSA
FIAT - DIRETTORE UFFICI TECNICI AUTOVEICOLI

MOTORI ENDOTERMICI ALTERNATIVI

MOTORI CON ACCENSIONE PER SCINTILLA: A CARBURAZIONE E AD INIEZIONE
MOTORI AD ACCENSIONE SPONTANEA: DIESEL LENTI E VELOCI
TEORIA - COSTRUZIONE - PROVE

QUARTA EDIZIONE RIVEDUTA

Con 440 illustrazioni nel testo e XVIII tabelle

EDITORE ULRICO HOEPLI MILANO
1947

PREFAZIONE

ALLA PRIMA EDIZIONE

Chiamato a completare la collana dei volumi Hoepli per gli Istituti Tecnici Industriali, mi ha reso a tutta prima perplesso il pensiero che certamente altri a più stretto contatto della Scuola potesse meglio assolvere il compito di porre i giovani in grado di soddisfare alle esigenze dell'Industria. Tuttavia, lasciate in disparte le preoccupazioni dell'insegnamento, mi sono dedicato alla compilazione di questo volume nell'intento di recare nella Scuola un po' di quel senso realistico, di aderenza al progresso, e di quel soffio di vita d'officina che si acquista svolgendo la propria attività in una grande industria.

Perciò ho inteso dare allo svolgimento della materia, nei limiti del possibile, un indirizzo eminentemente pratico.

Il libro è suddiviso in tre parti.

La prima svolge le nozioni teoriche di carattere generale la cui conoscenza è necessaria per chi vuole intraprendere lo studio dei motori endotermici, e comprende un capitolo dedicato ai combustibili.

Nella seconda e terza parte sono raccolte notizie preminentemente descrittive atte a dare una sufficiente conoscenza dei principali tipi di motori ed è presentato un insieme di dati costruttivi che serviranno a chiarire i problemi teorici ed a facilitare la comprensione dei concetti fondamentali.

Segue un'appendice nella quale sono descritti per sommi capi gli apparecchi di maggiore importanza fra i numerosi che sono stati ideati per le misurazioni e per le ricerche di laboratorio in questo campo.

Sono inseriti nel testo alcuni esercizi che si riferiscono ai problemi che più comunemente si incontrano nella pratica applicazione; i dati sperimentali ed i valori numerici elencati nelle tabelle si basano sulla produzione attuale ed in particolare su quella italiana.

Sento il dovere di ringraziare la FIAT che, sensibile ad ogni iniziativa, ha posto a mia disposizione la larga messe di esperienze, di ritrovati e di genialità inventive che formano il patrimonio tecnico e colturale della grande Fabbrica Torinese.

D. GIACOSA

PREFAZIONE

ALLA QUARTA EDIZIONE

In occasione della quarta edizione, era mio proposito di completare il volume con una parte dedicata alla turbina a gas. Ma l'esaurimento della terza edizione, avvenuto in tempo inferiore al previsto, mi ha sorpreso quando il mio lavoro sull'argomento era appena abbozzato.

Preoccupato delle molte richieste, soprattutto da parte della Scuola, e per secondare il desiderio dell'editore, ho deciso quindi di lasciare il volume nella sua forma iniziale dedicata ai motori a stantuffo, cioè alternativi.

La quarta edizione rimane dunque sostanzialmente uguale alla terza con alcuni ritocchi e le necessarie correzioni.

D. GIACOSA

INDICE SISTEMATICO

(Per l'indice alfabetico vedere alla fine del volume)

PARTE PRIMA

INTRODUZIONE

CAPITOLO PRIMO

CONSIDERAZIONI PRELIMINARI

Pag.

1. Definizioni 1
2. Considerazioni sui rendimenti dei motori termici 2
3. Confronto fra motore endotermico e motore a vapore 3
4. Motori a stantuffo e loro classificazione principale 4
4 *bis*. La turbina a combustione interna 5

CAPITOLO SECONDO

RICHIAMI DI TERMODINAMICA E PRINCIPI FONDAMENTALI DELLA COMBUSTIONE

5. Energia meccanica ed energia calorifica: potenza 7
6. Principio di equivalenza 7
7. Energia interna 8
8. I gas perfetti 8
9. Calori specifici di un gas 9
10. Rappresentazione delle variazioni di volume e pressione 10
11. Il fluido attivo dei motori endotermici 12
12. L'aria atmosferica 12
13. Quantità di aria necessaria per la combustione 13
14. Poteri calorifici 14
15. Calore totale sviluppato dalla combustione 15
16. Variazioni dei calori specifici dei gas 15
17. Dissociazione dei gas 16
18. Tonalità termica 16

STUDIO A CARATTERE GENERALE DEI MOTORI ALTERNATIVI

CAPITOLO TERZO

CICLI IDEALI E CICLI DI LAVORO

19. Organi essenziali del motore 18
20. Cicli di lavoro: a 4 e a 2 tempi 19
21. Motori a 4 tempi 21

Pag.

22. Motori a 2 tempi 22
23. Cicli ideali: Otto e Diesel 24
24. Ciclo ideale misto di Sabathè 24
25. Ciclo indicato e pressione media indicata 27
26. Confronto fra ciclo ideale e ciclo indicato 29
27. Valore dell'esponente k 31
28. Esempio di calcolo per un ciclo teorico Otto 32
29. Esempio di ciclo Otto quasi pratico 33
30. L'andamento delle pressioni nel motore a 4 tempi 34
31. L'andamento delle pressioni nel motore a 2 tempi 37
32. Ciclo indicato previsto 39

CAPITOLO QUARTO

TRASFORMAZIONE DEL MOTO ALTERNATO IN MOTO ROTATORIO

33. Movimento dello stantuffo 42
34. Velocità dello stantuffo 44
35. Accelerazione dello stantuffo 46
36. Biellismi particolari 47
37. Masse dotate di moto alternato e masse rotanti 48
38. Forze alterne d'inerzia 50
39. Diagramma delle forze risultanti 51
40. Diagramma della coppia motrice 55
41. Ripartizione dei cicli nei motori pluricilindrici 57
42. Il volano 59
43. Coppia di reazione 62
44. Motore disassato 63

CAPITOLO QUINTO

EQUILIBRAMENTO

45. Vibrazioni 70
46. Equilibramento delle masse rotanti 70
47. Equilibramento delle masse alterne 74
48. Forze alterne del 2° ordine 76
49. Ordine di accensione 77
50. Studio dell'equilibramento in alcuni casi particolari 78
51. Motore monocilindrico 80
52. Motore a 2 cilindri in linea e a 4 tempi 81
53. Motore a 4 cilindri in linea e a 4 tempi 82
54. Motore a 6 cilindri in linea e a 4 tempi 83
55. Motore a 8 cilindri in V di 90° 84
56. Equilibramento dei motori stellari 88
57. Motori a doppia stella 89

CAPITOLO SESTO

VIBRAZIONI TORSIONALI

Pag.

58. Oscillazioni proprie dell'albero 91
59. Moto oscillatorio dell'albero a gomiti 92
60. Oscillazioni del momento eccitante 94
61. Mezzi per smorzare le oscillazioni torsionali 95
62. Costruzione grafica approssimata per la determinazione delle oscillazioni proprie dell'albero 97

CAPITOLO SETTIMO

LA DISTRIBUZIONE

63. Premesse 98
64. Schema di funzionamento della valvola 99
65. Sezione di passaggio attraverso la valvola 100
66. Velocità media del gas attraverso la valvola 102
67. Distribuzione 103
68. La distribuzione dei motori a 2 tempi 106
69. Rendimento volumetrico 107
70. Eccentrici, punterie e bilancieri 108
71. Tracciamento del profilo 109
72. Eccentrico con punteria a piattello 112
73. Eccentrico con punteria a rullo 115
74. Carico della molla 118
75. Gioco fra valvola e organi di comando 120
76. Particolarità riguardanti le molle per valvole 122

CAPITOLO OTTAVO

POTENZA SVILUPPATA E FATTORI CHE LA INFLUENZANO

77. Calcolo della potenza 127
78. Rendimenti 129
79. Bilancio termico 130
80. Potenza assorbita dalle resistenze passive 131
81. Curve caratteristiche 133
82. Stabilità di funzionamento del motore 135
83. Regolazione e regolatori 138
84. Relazione fra la potenza e le condizioni atmosferiche 139
85. Alimentazione forzata dei cilindri 141
86. Dati caratteristici dei motori 143
87. Numero di giri 143
88. Numero dei cilindri 144
89. Dimensioni del cilindro 145
90. Velocità media di stantuffo u 147
91. Rapporto corsa : diametro 148

Pag.
92. Rapporto λ 150
93. Rapporto di compressione 150
94. Consumi 151

CAPITOLO NONO

RAFFREDDAMENTO, LUBRIFICAZIONE E LUBRIFICANTI

95. Raffreddamento 153
96. Raffreddamento ad acqua 153
97. Circolazione forzata 154
98. Circolazione a termosifone 155
99. Raffreddamento ad aria 157
100. Lubrificazione 159
101. Caratteristiche dei lubrificanti interessanti l'uso nel motore 162
102. Lubrificanti minerali 165
103. Lubrificanti vegetali 165
104. Rigenerazione degli olî 165
105. Considerazioni sull'uso dei lubrificanti 166
106. Classificazione dei lubrificanti 166

CAPITOLO DECIMO

COMBUSTIBILI

107. Generalità 168
108. Composizione chimica 170
109. Potere indetonante dei carburanti 172
110. Antidetonanti 174
111. Accendibilità delle nafte 175
112. Volatilità, tensione di vapore e calore di evaporazione 176
113. Peso specifico e potere calorifico 178
114. Altre caratteristiche 179
115. Dati sui combustibili in uso 180
116. Produzione dei combustibili liquidi e gassosi 182

PARTE SECONDA

MOTORI AD ACCENSIONE PER SCINTILLA

CAPITOLO PRIMO

CONSIDERAZIONI PRELIMINARI

117. Applicazioni e classificazioni 191
118. Propagazione della combustione e velocità della fiamma 193
119. La preaccensione 195
120. La detonazione 195
121. Forma della camera di combustione; sistemazione delle valvole e delle candele 197

CAPITOLO SECONDO

ALIMENTAZIONE E FORMAZIONE DELLA MISCELA COMBUSTIBILE

Pag.

122. Premesse 200
123. Adduzione del combustibile 201
124. Filtri del combustibile 203
125. Principî della carburazione e tipi fondamentali di carburatori . . . 204
126. Il carburatore elementare 204
127. Come si ottiene la dosatura costante 206
128. Avviamento a freddo e marcia al minimo 208
129. Dispositivi per la ripresa. Economizzatori 209
130. Tipi fondamentali di carburatori. Dimensionamento 210
131. Carburatori speciali 212
132. Condotti di immissione 213
133. Alimentazione a gas 215
134. Alimentazione a gas in bombole 216
135. Alimentazione a gas liquefatti 219
136. Gassogeno 220

CAPITOLO TERZO

ACCENSIONE

137. Sistemi di accensione 224
138. Induzione elettromagnetica 224
139. Autoinduzione 225
140. Mutua induzione 225
141. Accensione a magnete 226
142. Accensione a batteria e spinterogeno 230
143. Confronto ed applicazione dei due sistemi di accensione 232
144. Volano generatore-magnete 233
145. Candele 234
146. Batteria 237
147. Manutenzione della batteria al piombo 239
148. Accumulatori al ferro nichel 240

CAPITOLO QUARTO

ORGANI PRINCIPALI DEL MOTORE

149. Composizione del motore 241
150. Cilindri 242
151. Teste 244
152. Basamento 246
153. Stantuffi ed anelli 247
154. Biella 251
155. Albero a gomiti 253
156. Cuscinetti 256
157. Il meccanismo della distribuzione 257
158. Valvole 261

CAPITOLO QUINTO

GRUPPI AUSILIARI

Pag.
159. Organi di raffreddamento. Pompe acqua 264
160. Radiatori 266
161. Ventilatori. Termostati 269
162. Circolazione dell'olio lubrificante 270
163. Pompe olio. Filtri 272
164. Sistemi di avviamento 275
165. Avviamento elettrico e avviamento ad inerzia 277
166. Avviamento ad aria compressa 281
167. Compressori 282
168. Installazioni dei compressori 284

CAPITOLO SESTO

MOTORI A DUE TEMPI E MOTORI AD ALIMENTAZIONE PER INIEZIONE

169. Classificazioni e caratteristiche principali dei motori a 2 tempi . . . 286
170. Il lavaggio 288
171. Considerazioni sui motori a 2 tempi 290
172. Motori con alimentazione per iniezione 292
173. Motori ad iniezione policarburanti 294

CAPITOLO SETTIMO

MOTORI D'AVIAZIONE

174. Caratteristiche del motore d'aviazione 296
175. Tipi principali 300
176. Il compressore 300
177. Il carburatore 306
178. Riscaldamento del sistema di alimentazione 309
179. Apparato d'iniezione 310
180. Il riduttore 313

PARTE TERZA

MOTORI AD ACCENSIONE SPONTANEA

CAPITOLO PRIMO

NOTIZIE INTRODUTTIVE FONDAMENTALI

181. Classificazione 321
182. La combustione nel motore Diesel ed i fattori che la influenzano. . 322
183. Considerazioni sul funzionamento dei motori Diesel 325
184. Confronto fra motori a 4 tempi ed a 2 tempi 326
185. Motori a doppio effetto 327
186. Applicazioni e tendenze costruttive 328
187. Cenno sui motori a testa calda 329

CAPITOLO SECONDO

ORGANI PRINCIPALI DEI MOTORI DIESEL LENTI

Pag.

188. Schema di funzionamento e composizione dei motori Diesel lenti . . 332
189. Basamento 334
190. Incastellatura 335
191. Cilindro 338
192. Camicia 341
193. Testata 342
194. Stantuffi 344
195. Raffreddamento degli stantuffi 347
196. Asta e testa a croce 349
197. Biella 352
198. Albero a gomiti 353
199. Cuscinetti 355

CAPITOLO TERZO

APPARATO D'INIEZIONE E REGOLAZIONE DEI MOTORI DIESEL LENTI

200. Compiti dell'iniezione e sistemi usati 359
201. Iniezione pneumatica: pompa del combustibile 360
202. Compressore 362
203. Polverizzatore pneumatico 364
204. Iniezione meccanica 365
205. Pompa d'iniezione meccanica 367
206. Polverizzatore meccanico 368
207. Regolazione 370

CAPITOLO QUARTO

VALVOLE - POMPE DI LAVAGGIO - DISTRIBUZIONE

208. Valvole di aspirazione e scarico 374
209. Lavaggio e valvole di lavaggio nei motori a 2 tempi 375
210. Valvole d'avviamento 378
211. Valvole di sicurezza 379
212. Comando delle valvole 380
213. Pompa di lavaggio 383
214. Distribuzione 386

CAPITOLO QUINTO

ORGANI AUSILIARI E DI MANOVRA DEI MOTORI DIESEL LENTI

215. Sistemi di circolazione dell'acqua refrigerante 389
216. Pompe acqua 391
217. Lubrificazione 392

SIMBOLI

I simboli adottati nel testo sono quelli proposti in un recente progetto di unificazione della Commissione Tecnica di Unificazione dell'Automobile – CUNA. In particolare richiamiamo l'attenzione sui simboli sotto elencati, che differiscono da quelli normalmente impiegati finora:

g = grammo peso
s = minuto secondo
min = minuto primo
r = radiante
l = litro
mkg = metrochilogrammo (momento di coppia)
kcal = chilocaloria (grande caloria)
Cv = cavallo metrico

PARTE PRÌMA

INTRODUZIONE

CAPITOLO PRIMO

CONSIDERAZIONI PRELIMINARI

1. *Definizioni.*

I *motori termici* sono macchine aventi lo scopo di trasformare in lavoro la parte più grande possibile del calore che si può ricavare bruciando un combustibile.

Il lavoro è prodotto dagli organi rigidi che compongono il motore, con un succedersi regolare periodico di movimenti prodotti dalle variazioni di volume e di pressione di una sostanza operante su stantuffi oppure sulle pale di giranti.

Tale sostanza gassosa, che chiameremo anche *fluido attivo*, funziona da veicolo del calore poichè serve a introdurre il calore nel motore in certi punti del ciclo operativo e ad asportarlo in altri: essa si rinnova continuamente entrando e uscendo dal motore.

La sorgente di energia calorifica è il combustibile, ma questo per bruciare richiede la presenza di una certa quantità di aria per cui diremo che la sorgente di energia è una mescolanza o miscela di aria e combustibile.

Il calore è fornito dalla combustione della miscela ad una temperatura elevata ed è scaricato dal motore ad una temperatura più bassa. In qualsiasi macchina termica il calore passa, nella motrice da una temperatura elevata ad una più bassa: la parte di calore che scompare in questo passaggio si converte in lavoro fatto dalla motrice.

I motori termici sono *a combustione esterna* quando la combustione avviene al di fuori del fluido operante; *a combustione interna* o *endotermici* quando il combustibile viene bruciato internamente al fluido operante in modo che vengono a far parte di questo i prodotti stessi della combustione. In altre parole sono motori a combustione esterna quelli nei quali il fluido operante è completamente separato dalla mescolanza di combustibile ed aria, essendo il calore trasmesso attraverso le pareti di una caldaia (motori a vapore); e motori endotermici quelli nei quali il fluido operante è formato dalla stessa mescolanza di combustibile ed aria, e anche dai prodotti della combustione.

I motori endotermici utilizzano quasi esclusivamente combustibili liquidi e gassosi ed è a questi che ci riferiremo col termine generico di combustibili nel procedere della nostra trattazione.

Tentativi per l'utilizzazione di combustibili solidi nei motori endotermici sono stati fatti alla fine del secolo scorso dal Dott. Diesel il quale iniziò i suoi esperimenti iniettando polvere di carbone nell'interno della camera di combustione. Recentemente sono state riprese prove di questo genere a scopo speciale.

2. Considerazioni sui rendimenti dei motori termici.

Solo una frazione del calore fornito dalla combustione viene trasformata in lavoro; questa frazione, utilizzata come potenza all'albero, rappresenta il rendimento del motore.

Quanto maggiore è il rendimento tanto minore è il costo del lavoro prodotto.

Richiamandoci ai principi della termodinamica ricordiamo che nel motore ideale di Carnot il calore è ricevuto dal fluido attivo ad una sola alta temperatura T_1 ed è espulso ad una sola bassa temperatura T_2 (1).

Carnot ha dimostrato che questa è la condizione di massimo rendimento possibile il cui valore è dato da:

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1}.$$

Sebbene il ciclo di Carnot non sia realizzabile, la pratica ha confermato l'importanza del salto di temperatura $T_1 - T_2$. Confrontando il motore endotermico con il motore a vapore si nota che la combustione nell'interno del cilindro permette per il motore endotermico un maggior salto di temperatura $T_1 - T_2$, e perciò un maggior rendimento nella trasformazione del calore ricavato dal combustibile in energia meccanica.

Infatti, nel motore a vapore, il vapore riceve il calore attraverso pareti metalliche ed è quindi intuitivo che si trovi in condizioni di inferiorità nei confronti del motore endotermico nel quale il calore viene generato, praticamente senza perdite, nel corpo stesso del gas che deve essere riscaldato. Negli impianti a vapore più moderni, si ha un limite superiore di temperatura (T_1) che nelle migliori condizioni è di circa 2000° al disotto di quello raggiungibile nei motori endotermici.

Il motore a vapore si trova invece in condizioni di superiorità per quanto riguarda la temperatura T_2 alla quale espelle il suo fluido attivo poichè a mezzo del condensatore lo fa espandere fino a raggiungere all'incirca la temperatura ambiente, mentre nel motore endotermico il fluido attivo viene espulso ad una temperatura che nelle migliori condizioni raggiungibili attualmente è di circa 500 °C, con una differenza

(1) Ricordiamo che le scale termometriche in uso ed i simboli relativi sono:

Scala centesimale (Celsius)	= t° C
Scala assoluta (termodinamica, Kelvin)	= T° K
Scala Fahrenheit	= t° F
Scala Reamur	= t° R

di circa 450° a favore del motore a vapore. Confrontando le temperature raggiungibili nel ciclo a combustione e nel ciclo delle più moderne turbine a vapore si ha:

per il motore a combust. interna $\begin{cases} T_1 = 3\,070^\circ\,\text{K} \\ T_2 = \quad 770^\circ\,\text{K} \end{cases}$ $T_1 - T_2 = 2\,300^\circ,$

per la turbina a vapore ..... $\begin{cases} T_1 = \quad 740^\circ\,\text{K} \\ T_2 = \quad 310^\circ\,\text{K} \end{cases}$ $T_1 - T_2 = 430^\circ.$

I corrispondenti rendimenti ideali secondo Carnot sono 0,75 per il motore endotermico e 0,58 per la turbina a vapore, senza tener conto per questa del rendimento della caldaia e dei condotti del vapore, rendimento che non può superare il valore di 0,85. In pratica il più alto rendimento raggiunto per la turbina a vapore è di ~0,34; tenendo conto della caldaia esso scende a ~0,29 contro ~0,40 del motore a combustione interna.

3. Confronto fra motore endotermico e motore a vapore.

Allo stato attuale del progresso tecnico, supponendo che per i due tipi di motori siano state sviluppate in ugual misura le loro possibilità, possiamo dire che il motore endotermico presenta su quello a vapore i seguenti vantaggi:

1°) Più elevato rendimento totale.

2°) Minor dispersione di energia calorifica nel sistema di raffreddamento.

3°) Maggiori valori del rapporto

$$\frac{\text{potenza max}}{\text{peso}} \quad \text{e} \quad \frac{\text{potenza max}}{\text{volume}}$$

4°) Maggior semplicità meccanica.

Ecco invece i vantaggi pratici presentati dalle motrici a combustione esterna:

1°) Possibilità di sviluppare una forte coppia motrice all'avviamento mentre il motore endotermico non si avvia da solo.

2°) Possibilità di usare, se necessario, combustibili di minor valore compresi i combustibili solidi.

3°) Nel caso di grandissime unità gli impianti a vapore possono avere vantaggi per quanto riguarda le esigenze di spazio e di distribuzione dei pesi.

Le turbine a vapore possono essere costruite in unità che possono raggiungere potenze di 50.000 Cv senza complicazioni maggiori di quelle

che si hanno nella costruzione delle piccole unità, mentre nei motori endotermici le difficoltà dovute ai problemi termici e di lubrificazione crescono seriamente per le grandi dimensioni. Perciò nei casi in cui esiste disponibilità di spazio ed il lavoro da compiere ha caratteristiche di continuità il motore endotermico non è preferibile alla turbina a vapore; al contrario, in tutti i casi nei quali sono richieste potenze specifiche elevate e lo spazio disponibile è ridotto, esso si impone in modo totalitario, come ad es. nel campo della propulsione terrestre e marina ed in particolare in quello aeronautico.

4. Motori a stantuffo e loro classificazione principale.

I motori endotermici sono, in grande maggioranza, macchine alternative e cioè a stantuffo; ritengo quindi non possa dare luogo a confusione indicare con la denominazione generica di « motori » proprio quelli a stantuffo, come faremo in seguito.

Due sono le caratteristiche funzionali del motore che meglio si prestano come base per una loro classificazione: il *sistema di immissione* e il *sistema di accensione del combustibile.*

A seconda del sistema di immissione i motori endotermici possono essere suddivisi in: *motori a iniezione* e *motori a carburazione.* Nei primi il combustibile viene iniettato direttamente dentro la camera del cilindro; nei secondi è mescolato con l'aria al di fuori della camera del cilindro per formare una miscela combustibile che viene aspirata per azione dello stantuffo. Questa distinzione fino a qualche tempo addietro si prestava ad una classificazione sufficientemente netta e razionale anche perchè corrispondeva in certo qual modo a quella teorica, di cui tratteremo in seguito, di motori *con combustione a pressione costante* e *motori con combustione a volume costante* e perchè le due grandi classi avevano caratteristiche meccaniche e dimensionali ben distinte.

Il rapido progresso scientifico e industriale, producendo un continuo perfezionamento ed una moltiplicazione grandissima di tipi, ha portato come conseguenza ad una interferenza fra le caratteristiche dei vari motori, per cui la classificazione basata sui due sistemi fondamentali di immissione del combustibile non è sufficientemente discriminante. Ad esempio, nel caso specifico dei motori di aviazione funzionanti a benzina con *alimentazione per iniezione* e con *alimentazione per carburazione,* apparirebbe illogica la loro classificazione in categorie diverse dal momento che le altre loro caratteristiche non presentano differenze apprezzabili. È da tener conto inoltre che il progresso tende verso un graduale avvicinamento dei due sistemi causando una sempre maggiore difficoltà di distinzione.

Riteniamo perciò più netta e caratteristica la divisione in **motori ad accensione per scintilla** e **motori ad accensione spontanea.** Nei primi la miscela di aria e combustibile viene accesa per mezzo di

una scintilla elettrica; nei secondi l'accensione è dovuta all'alta temperatura causata dalla compressione dell'aria nell'interno del cilindro oppure all'alta temperatura a cui è mantenuta una parte della camera di combustione. Al primo gruppo appartengono i motori a gas e i motori veloci per la locomozione e l'aeronautica; al secondo i grandi motori Diesel per installazioni fisse, navali, ferroviarie, i motori ad iniezione veloci per la locomozione e l'aeronautica ed i motori a testa calda che trovano applicazione limitatamente nel campo delle istallazioni fisse, dei trattori, e di alcuni tipi di imbarcazioni

Il primo motore a combustione interna è stato costruito e brevettato nel 1854 dal padre scolopio Eugenio Barsanti e dal fisico Felice Matteucci. Funzionava a gas illuminante e il movimento all'albero motore era trasmesso dallo stantuffo per mezzo di un meccanismo composto di una cremagliera ed un rocchetto ad arpionismo. Lo stantuffo lanciato in alto dallo scoppio agiva sull'albero, solo nella corsa di ritorno, per azione del suo peso e della depressione creatasi nel cilindro in seguito al moto di ascesa precedente.

4 bis. La turbina a combustione interna.

La turbina a combustione interna ed in particolare la turbina per aviazione non è più una curiosità di Laboratorio.

Dopo un lungo succedersi di studi e di tentativi generalmente finiti con degli insuccessi, finalmente durante la seconda guerra mondiale, sotto la spinta delle necessità belliche, le Industrie specializzate delle massime Nazioni in guerra si sono impegnate a fondo nel problema e lo hanno risolto.

Fino a che il motore endotermico era rimasto una macchina alternativa la scelta dei materiali per la costruzione dei pezzi sottoposti alla azione del calore non presentava difficoltà serie.

Infatti, uno dei vantaggi fondamentali del motore a stantuffo consiste nel fatto che nessuna parte del motore viene mantenuta alla temperatura massima del ciclo per cui il valore di questa temperatura non viene limitato dalle possibilità di resistenza al calore dei materiali da costruzione. Nella turbina invece molti organi sono mantenuti continuamente alla massima temperatura per cui il rendimento termico dipende dalla capacità di resistenza al calore dei materiali scelti per la loro costruzione. Il progresso fatto in questi ultimi anni nella metallurgia e nel calcolo delle turbo-macchine ha permesso la realizzazione di turbine aventi un soddisfacente rendimento.

Nei confronti della turbina a vapore la turbina a combustione interna ha il vantaggio della eliminazione della caldaia e del condensatore.

Nei confronti del motore alternativo presenta i vantaggi che derivano dal movimento rotatorio della girante perfettamente equilibrata (assenza di forze alterne e costanza della coppia); è più leggera, più semplice e non richiede l'uso di combustibili pregiati; da essa, dato che il peso dell'aria aspirata non è limitato da un volume finito (rappresen-

tato nel motore alternativo dalla cilindrata), si possono ottenere potenze superiori.

La turbina a gas è attualmente impiegata come gruppo motore sia in centrali elettriche che a bordo di navi e di veicoli ferroviari.

Negli ultimi tempi ha trovato un altro grande campo di applicazione: la propulsione dei velivoli. Ormai lo sviluppo della turbina a gas nell'aviazione, particolarmente per la propulsione a reazione, è tale che appare ragionevole prevedere che entro 10 o 15 anni la turbina sostituisca il motore a stantuffo salvo nel caso degli aeroplani leggeri.

Pioniere della propulsione a reazione per mezzo della turbina a gas è stato il Commodore Wittle, inglese, il quale brevettò nel 1930 la prima versione dell'attuale « turbo-getto » quando ancora egli militava come cadetto della Royal Air Force. La prima prova di volo ebbe luogo nel 1941 con una turbina installata su di un apparecchio Gloster che in due settimane completò le sue prove senza incidenti.

CAPITOLO SECONDO

RICHIAMI DI TERMODINAMICA E PRINCIPI FONDAMENTALI DELLA COMBUSTIONE

Pur supponendo che il lettore abbia una certa famigliarità con la termodinamica, riteniamo utile un richiamo alle principali leggi e formule la cui conoscenza è necessaria per lo studio teorico dei motori endotermici.

5. *Energia meccanica ed energia calorifica; potenza.*

Ricordiamo che:

— L'*energia meccanica* è la capacità di eseguire lavoro meccanico ed è misurata in chilogrammi × metri. Un chilogrammetro (kgm) equivale all'energia spesa per innalzare un peso di 1 kg all'altezza di 1 metro.

— L'*energia calorifica* è misurata in calorie. La kcal è la quantità di calore necessaria per riscaldare 1 kg di acqua da 14,5° a 15,5° C.

— Il *rendimento di una trasformazione* è il rapporto fra la quantità di calore equivalente al lavoro raccolto e quella spesa.

— La *potenza* è il lavoro eseguito nell'unità di tempo ed è espressa in kgm/s; però le unità pratiche di misura sono il cavallo metrico (Cf) pari a 75 kgm/s ed il Kilowatt pari a 1,36 Cv cioè a 102 Kgm/s.

Dall'espressione della potenza in cavalli deriva un'altra unità di lavoro: il Cv per ora (Cvh) pari al lavoro di 75 kgm per un'ora = 75 × 3600 kgm = = 270.000 kgm.

6. *Principio di equivalenza.*

Il calore è trasformabile in lavoro e viceversa. Quando viene prodotta energia meccanica per mezzo di calore, una definita quantità di calore viene spesa per ogni unità di lavoro prodotto; inversamente, quando è prodotto calore a spese di energia meccanica, la stessa quantità di calore è spesa per ogni unità di lavoro compiuto. Dai risultati sperimentali sappiamo che: 1 grande caloria (1 kcal) = 427 kgm. Da questa legge si deduce che, affinchè nel cilindro motore il fluido attivo si espanda e spingendo lo stantuffo produca lavoro meccanico, una certa quantità di calore deve essere spesa.

Chiamando L il lavoro, la quantità di calore spesa per produrlo è data da $Q = A\,L$, in cui:

$$A = \textit{Equivalente termico del lavoro} = \frac{1}{427} \text{ kgm.}$$

7. Energia interna.

Mentre tutto il lavoro può essere trasformato in calore, non tutto il calore può essere raccolto sotto forma di lavoro utilizzabile all'esterno, sia per varie perdite che possono accompagnare il fenomeno (scambio di calore con l'esterno, attrito, viscosità), sia perchè *un corpo sottoposto a trasformazioni può immagazzinare una parte dell'energia calorifica in gioco*: questa parte costituisce l'*energia interna* che indicheremo con U. Essa è appariscente: se infatti supponiamo di impartire ad un fluido una certa quantità di calore, una parte di questa energia calorifica produce, per esempio, un'espansione del fluido e quindi un lavoro meccanico utilizzabile, mentre un'altra parte di questa energia (quella interna) appare sotto forma di aumento di temperatura del fluido.

Se in un motore endotermico supponiamo che non vi sia scambio di calore con le pareti del cilindro, il calore necessario per compiere il lavoro deve essere fornito dal potere energetico inerente allo stesso fluido attivo, immagazzinato prima dell'inizio dell'espansione; in altre parole deve essere ricavato dall'energia interna del fluido.

Se il gas cede o riceve calore dalle pareti del cilindro durante l'espansione, la variazione dell'energia interna è eguale alla somma algebrica del lavoro fatto e di questo calore scambiato con l'esterno:

Calore ricevuto dal fluido attivo = Calore equivalente al lavoro fatto dallo stantuffo + Guadagno d'energia interna.

Dunque per un piccolo movimento dello stantuffo, durante il quale è compiuto un lavoro esterno dL, l'equazione dell'energia è data da $dQ = A\,dL + dU$. Si ha espansione adiabatica quando $dQ = O$ e allora $A\,dL = -dU$; cioè quando non c'è scambio di calore con le pareti del cilindro il lavoro di espansione del gas è uguale alla perdita di energia interna.

Secondo la *legge di Joule l'energia interna di una data quantità di gas dipende solo dalla sua temperatura.* Nella teoria cinetica dei gas la temperatura è data in termini di velocità di ciascuna molecola e l'interpretazione fisica della legge di Joule è che tutta l'energia interna che un gas in un certo stato possiede, è data dai movimenti di ciascuna sua molecola e non ha alcuna relazione con le forze mutue tra molecole e perciò con la loro distanza media.

Il comportamento dei gas reali agli effetti della legge di Joule si allontana di poco da quello dei gas perfetti e questa differenza non ha importanza nello studio dei motori endotermici.

8. I gas perfetti.

Sono « gas perfetti » quei gas ideali per i quali risultano verificate le leggi di Boyle e Mariotte e di Gay-Lussac, riassunte nella relazione fra pressione, volume, temperatura, chiamata *equazione di elasticità*:

$$P\,V = R\,T\,,$$

in cui R è una costante e T la temperatura assoluta. Dalla stessa equazione di elasticità risulta che la temperatura assoluta T è l'espressione della temperatura in una scala tale che ogni aumento di volume di un gas perfetto (a pressione costante) sia direttamente proporzionale all'aumento di temperatura, oppure (a volume costante) che ogni aumento di pressione sia proporzionale all'aumento di temperatura. A 0° C la temperatura assoluta è uguale a 273° K.

Il valore di R è calcolato in relazione alla *legge di Avogadro*:

« Uguali volumi di gas, a parità di condizioni di temperatura e di pressione, contengono ugual numero di molecole ».

Da questa legge risulta che, se abbiamo una serie di quantità di gas aventi ciascuna un peso in grammi uguale al peso molecolare del gas, ognuna di queste quantità avrà il medesimo numero di molecole e il medesimo volume.

Così 2 g di idrogeno, 32 di ossigeno e 28 di azoto occuperanno uno stesso volume che, alla temperatura di 0° e alla pressione di 760 mm di mercurio, ha il valore di 22,4 dm^3. *Per l'aria, il cui peso molecolare medio è di* 28,95, *si ha che* 28,95 *g a* 0° *e* 760 *mm di pressione occupano un volume di* dm^3 22,4.

Calcoliamo il valore di R per l'aria; il volume di un g d'aria è:

$$V = \frac{22,4}{28,95} \text{ dm}^3$$

e poichè T a 0° è uguale a 273° e P a 760 mm di pressione è uguale a 103,33 kg/dm^2, risolvendo l'equazione di elasticità si ha:

$$R = \frac{22,4 \times 103,33}{28,95 \times 273} : \frac{1000}{10} = 29,27 \text{ kgm/°K}$$

e cioè per l'aria $P V = 29,27\, T$.

Riscaldando 1 kg di aria in un cilindro dalla temperatura T_1 alla T_2 (a pressione costante P_1) in modo che si espanda dal volume V_1 al volume V_2, si compie un lavoro L in kgm dato da: $P_1 (V_2 - V_1) = R (T_2 - T_1)$; facendo $T_2 - T_1 = 1°$ si ha il lavoro compiuto per grado assoluto, che è uguale ad R.

9. Calori specifici di un gas.

Il calore specifico di un gas è la quantità di calore necessaria per innalzarne di 1° la temperatura di 1 kg; esso cresce con il crescere della temperatura (v. § 16).

La quantità di calore da fornire a un gas per aumentarne la temperatura di 1° quando il gas è mantenuto in condizioni da potersi espandere in modo che la sua pressione resti costante è maggiore che nel caso in cui il gas sia contenuto in un recipiente a volume costante. Le trasformazioni nei motori endotermici avvengono in condizioni tali per cui variano sia la pressione che il volume; ma per trattare questo caso complesso è necessario conoscere i due casi semplici.

Quando 1 kg di gas è riscaldato *a volume costante* dalla temperatura T_1 alla T_2 tutto il calore va ad aumentare l'energia interna: chiamando C_v il calore specifico a volume costante si ha (essendo $L = 0$):

$$\textit{Calore trasmesso} = \textit{aumento di energia interna del gas} = C_v (T_2 - T_1).$$

Quando invece il riscaldamento avviene *a pressione costante* P, il gas si espande ed il suo volume aumenta da V_1 a V_2, per cui viene compiuto un lavoro esterno dato da $P\ (V_2 - V_1)$. Se il calore fornito dall'esterno non equivale al lavoro così compiuto, si deve concludere che parte del lavoro è stato fatto a spese dell'energia interna del gas.

Chiamando C_p il calore specifico a pressione costante si ha, nel caso che l'aumento di temperatura da T_1 a T_2 sia accompagnato da lavoro esterno:

$$C_p (T_2 - T_1) = \textit{aumento di energia interna} + \textit{calore equivalente al lavoro esterno} = C_v (T_2 - T_1) + A\, P (V_2 - V_1).$$

Ma dalla equazione $P V = R T$ si ha:

$$A\, P (V_2 - V_1) = A\, R (T_2 - T_1),$$

da cui:

1) $$C_p - C_v = A\, R,$$

Questa relazione permette, conoscendo il valore di un calore specifico, di ricavare l'altro.

Di grande importanza, come vedremo, è il valore del rapporto

$$\frac{C_p}{C_v} = k.$$

Dividendo i termini della (1) per C_v si ha un'altra espressione importante:

$$k - 1 = \frac{A\,R}{C_v}.$$

C_v e C_p sono misurati sperimentalmente; per l'aria si ha (a temp. medie normali):

$$C_v = 0{,}168 \quad ; \quad C_p = 0{,}237 \quad ; \quad k = 1{,}4 \text{ circa.}$$

10. Rappresentazione delle variazioni di volume e pressione.

Ricordiamo sommariamente i concetti più importanti.

L'equazione di elasticità $P\,V = R\,T$ esprime con sufficiente approssimazione la relazione fra pressioni, volumi e temperature assolute per ogni gas col quale potremo avere a che fare.

Ogni volta che, variando la pressione e il volume per effetto della compressione o espansione in un cilindro motore, venga pure a variare la quantità di calore inerente al gas, fra pressione e volume esiste la seguente relazione: $P\,V^n = \text{cost.}$ La curva relativa, detta *politropica*, è indicata dalla linea piena in fig. 1. Il lavoro compiuto nel cilindro dal gas durante l'espansione (o compressione) è rappresentato dall'area tratteggiata.

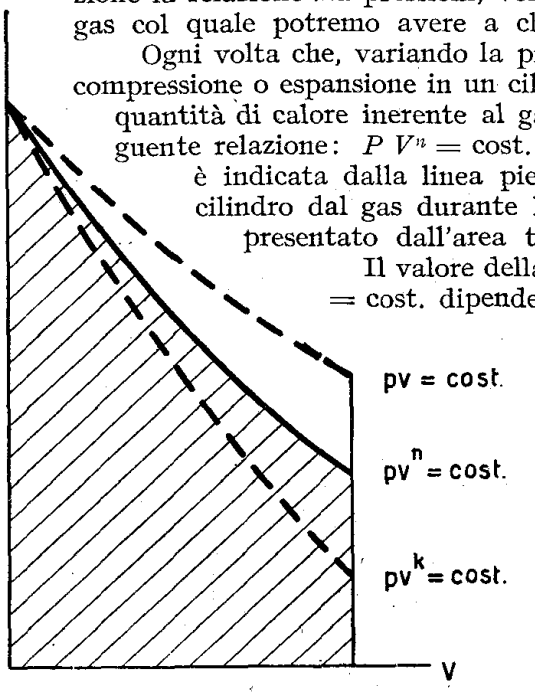


Fig. 1. - Variazioni di stato dei gas.

Il valore della costante n nell'espressione $P\,V^n = \text{cost.}$ dipende:

1) dai calori specifici del gas;

2) dal guadagno (o perdita) di calore per conduzione attraverso le pareti del cilindro.

Vedremo in seguito quali sono i valori di n nel caso dei motori endotermici.

Due trasformazioni di grande importanza teorica sono l'*isotermica* e l'*adiabatica*: nella isotermica la temperatura è mantenuta costante e $n = 1$; nell'adiabatica la variazione di stato dei gas avviene senza scambio di calore con l'esterno e $n = k = C_p/C_v$.

Altre due trasformazioni importanti sono quelle a *pressione costante* ed a *volume costante*. Riportiamo le espressioni che caratterizzano queste politropiche essendo:

n = esponente della politropica;

L = Lavoro esterno eseguito;

Q = calore ricevuto (+) o ceduto (—) all'esterno.

a) **Trasformazione isotermica** ($T = \text{cost}$; $dT = 0$):

$$n = 1 \quad ; \quad P\,V = \text{cost} = RT \; ;$$

$$L = \int_{V_1}^{V_2} P\,dV = R\,T \int_{V_1}^{V_2} \frac{d\,V}{V} = R\,T \cdot \log_e \frac{V_2}{V_1} = R\,T \cdot \log_e \frac{P_1}{P_2} \; ,$$

$$Q = A\,L = A\,R\,T \quad \log_e \frac{V_2}{V_1} = A\,R\,T \cdot \log_e \frac{P_1}{P_2} \; .$$

b) **Trasformazione adiabatica** ($Q = \text{cost}$; $dQ = 0$):

$$n = k \quad ; \quad P\,V^k = \text{cost} = T\,V^{k-1} \; ;$$

$$L = \frac{P_1\,V_1 - P_2\,V_2}{k-1} = \frac{R\,(T_1 - T_2)}{k-1}$$

c) **Trasformazione a pressione costante** ($P = \text{cost}$; $dP = 0$):

$$n = 0 \quad ; \quad P = \text{cost} \quad ; \quad V_2\,T_1 = V_1\,T_2 \; ;$$

$$L = P\,(V_2 - V_1) = R\,(T_2 - T_1) \; ;$$

$$Q = C_p\,(T_2 - T_1) \; .$$

Per $T_2 - T_1 = 1$ si ha il significato fisico di R (lavoro compiuto contro le forze esterne quando T varia di 1° C).

d) **Trasformazione a volume costante** ($V = \text{cost}$; $dV = 0$):

$$n = \infty \quad ; \quad V = \text{cost} \quad ; \quad P_1\,T_1 = P_1\,T_2 \; ;$$

$$L = 0 \; ;$$

$$Q = C_v\,(T_2 - T_1) \; .$$

Si osserva che nel caso dell'isotermica i calori specifici non influiscono sulla relazione fra P e V nè sul lavoro fatto. Nell'adiabatica $n = k$, e k è tanto più piccolo quanto più alti sono i calori specifici cioè, in uno stesso gas, quanto più alta è la temperatura. Riferendoci alla fig. 1 vediamo che più piccolo è l'esponente più piatta è la curva di espansione, il che vuol dire che per una espansione adiabatica, a parità di variazione di volume, fra due gas che si espandono *dalla stessa temperatura iniziale* eseguirà più lavoro quello a più alto calore specifico, perchè per esso k è più elevato, e si troverà alla fine dell'espansione a più alta temperatura. In altre parole una certa perdita di energia interna causerà minor caduta di temperatura e di pressione per il gas a più elevato calore specifico.

Durante l'espansione isotermica non si ha variazione di energia interna e il calore per la trasformazione in lavoro deve essere fornito tutto da una sorgente esterna.

La quantità di calore è:

$$A\,R\,T_1 \cdot \log_e \frac{V_2}{V_1} \; .$$

Le relazioni fra P V e T durante l'espansione adiabatica possono essere messe nelle forme seguenti:

$$P\,V^k = \text{cost} \; ;$$

$$T\,V^{k-1} = \text{cost} \; ;$$

$$T\,P^{\frac{1-k}{k}} = \text{cost} \; .$$

Quando un gas, passando per successive variazioni di stato, percorre una serie di curve racchiudenti un'area chiusa, compie un **ciclo termico** la cui area rappresenta il lavoro eseguito dal gas durante il ciclo. Il ciclo di rendimento massimo fra due temperature estreme T_1 e T_2 è il ciclo di *Carnot* formato da: una compressione isotermica e una adiabatica seguite da una espansione isotermica e una adiabatica.

Riassumendo le formule relative al *ciclo di Carnot* abbiamo:

calore ricevuto dal fluido attivo a T_1: $A\,R\,T_1 \log_e \rho$;
calore espulso dal fluido attivo a T_2: $A\,R\,T_2 \log_e \rho$;
lavoro compiuto durante il ciclo: $A\,R\,(T_1 - T_2) \log_e \rho$;

in cui ρ = rapporto di compressione o di espansione isotermica;

$$\textit{rendimento} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}.$$

11. Il fluido attivo dei motori endotermici.

Ci riferiamo per semplicità al caso di un comune motore a benzina alimentato per carburazione anche per tener conto che questo tipo di motore è di gran lunga il più diffuso.

In esso il lavoro meccanico è ottenuto dalla trasformazione dell'energia potenziale chimica del combustibile secondo il processo che può essere in breve descritto nel modo seguente:

— il motore funzionando come una pompa a stantuffo aspira, attraverso il carburatore, aria e benzina mescolate nelle proporzioni di circa 15 a 1 in peso. La miscela esplosiva così formata entra nel cilindro dove viene compressa in una frazione del suo volume iniziale e poi accesa e trasformata, per combustione, in vapore d'acqua (H_2O) e biossido di carbonio (CO_2). Questi gas, con l'azoto dell'aria (l'azoto, gas inerte, non prende parte alla combustione) sono portati ad alta temperatura a causa della combustione, e perciò la loro pressione, aumentando fortemente, fa spostare lo stantuffo il quale dà movimento all'albero del motore.

Il *fluido attivo* è dunque formato inizialmente *dall'aria e dal combustibile* e varia nella sua composizione chimica durante il ciclo operativo.

È da tener presente che il vapore d'acqua prodotto durante la combustione si mantiene al disopra della sua temperatura critica e si comporta perciò come un gas permanente.

12. L'aria atmosferica.

L'aria atmosferica secca è composta di 77 parti in peso di azoto e 23 parti di ossigeno. Durante la combustione l'ossigeno si combina con gli elementi del combustibile per formare nuovi composti mentre l'azoto si mantiene inerte.

L'aria può contenere in sospensione una considerevole quantità di vapor d'acqua che ha un effetto diluente e riduce la sua capacità di combinarsi col combustibile. Contiene pure piccole quantità di altri gas ma questi si comportano come gas inerti e sono perciò inclusi nella proporzione relativa all'azoto.

Il peso di 1 m^3 di aria, alla pressione di 760 mm di mercurio (pressione atm. ordinaria) ed alla temperatura di 0° C, è di kg. 1,2928.

13. Quantità di aria necessaria per la combustione.

Gli elementi base che compongono i combustibili sono il carbonio e l'idrogeno combinati in vario modo sotto forma di composti chiamati idrocarburi.

Calcoliamo la quantità di aria necessaria per la combustione riferendoci, a titolo di esempio, al caso del motore a benzina. Per maggior semplicità supponiamo che la benzina sia formata solamente di nonano (C_9H_{20}).

Il peso atomico del carbonio è 12 e quello dell'idrogeno è 1; quindi la proporzione in peso di questi elementi nel nonano risulta:

$$9 \times 12 = 108 \text{ parti di carbonio contro}$$
$$20 \times 1 = 20 \text{ parti di idrogeno}$$

e in per cento:

84,38 % di carbonio
15,62 % di idrogeno.

Tenendo presente che l'ossigeno ha peso atomico = 16, in base alle reazioni che si verificano nella combustione si può scrivere:

$$\begin{cases} C + O_2 = CO_2; & 12\,C + 32\,O = 44\,CO_2 \\ H_2 + \frac{1}{2}O_2 = H_2O; & 2\,H + 16\,O = 18\,H_2O \end{cases}$$

in cui i coefficienti esprimono le proporzioni in peso secondo le quali gli elementi si combinano.

Prendendo 1 kg di nonano esso sarà formato da 0,844 kg di carbonio e 0,156 kg di idrogeno; in base alle equazioni precedenti si può ricavare il peso di ossigeno necessario per la combustione:

$$\begin{cases} 0{,}844\,C + \frac{32}{12}\,0{,}844\,O = \frac{44}{12}\,0{,}844\,CO_2 \\ 0{,}156\,H + \frac{16}{2}\,0{,}156\,O = \frac{18}{2}\,0{,}156\,H_2O \end{cases}$$

e cioè

$$\begin{cases} 0{,}844\ C + 2{,}251\ O = 3{,}095\ CO_2 \\ 0{,}156\ H + 1{,}248\ O = 1{,}404\ H_2O\ , \end{cases}$$

per cui il totale di ossigeno necessario risulta = 3,499 kg.

Tenuta presente la composizione media dell'aria, tale quantità di ossigeno sarà mescolata con:

$$\frac{77}{23} \times 3{,}499 = 11{,}714 \text{ kg di azoto.}$$

L'aria necessaria alla combustione di 1 kg di benzina peserà dunque teoricamente (e approssimativamente):

$$11{,}714 \times 3{,}499 \cong 15{,}2 \text{ kg.}$$

Il processo della combustione per un motore a benzina può dunque essere sintetizzato nella forma seguente:

1 kg (= 0,844 C + 0,156 H) di benzina +
15,2 kg (= 3,499 O + 11,714 N) di aria =
3,095 CO_2 + 1,404 H_2O + 11,714 N.

In pratica, poichè la miscela aria-carburante non è mai perfettamente omogenea, questa proporzione viene variata con un eccesso di aria o un eccesso di combustibile a seconda del tipo di motore; la proporzione varia nei *motori a benzina* da 1/11 a 1/17. Nei motori ad *accensione spontanea* si ha invece sempre eccesso di aria con la proporzione di circa 1/25.

Quando esiste insufficienza di aria (miscela troppo ricca) prima brucia l'idrogeno, e il carbonio si trasforma in CO_2 nella quantità permessa dall'aria esistente; parte di questo CO_2 si combina poi con carbonio addizionale e si forma CO (ossido di carbonio). La combustione in CO non solo fornisce minor quantità di calore per kg di combustibile ma può essere dannosa alle persone in quanto il CO è velenoso.

14. Poteri calorifici.

Il *potere calorifico superiore* è la quantità di calore che un kg di combustibile produce bruciando in eccesso d'aria ed in condizioni tali che i gas prodotti dalla combustione siano raffreddati fino a 15° C onde il vapor d'acqua contenuto sia condensato.

Il *potere calorifico inferiore* è la quantità di calore prodotta da 1 kg di combustibile bruciato in eccesso di aria e in modo che i prodotti della combustione siano raffreddati fino al punto di ebollizione dell'acqua, ma che il vapor d'acqua contenuto non venga condensato. Agli effetti dell'utilizzazione nei motori interessa maggiormente il potere calorifico inferiore in quanto il vapor d'acqua, come già abbiamo detto, non si condensa data l'elevata temperatura a cui viene espulso il fluido attivo.

La differenza fra i due valori è facilmente calcolabile: così ad es., supponendo noto sperimentalmente il potere calorifico superiore H_s, per una miscela carburante formata da benzina, alcole etilico, alcole metilico e benzolo, il potere calorifico inferiore H_i è dato con buona approssimazione dalla seguente relazione:

$$H_i = H_s - (780\,b + 700\,a + 675\,a' + 415\,c) \quad \text{kcal/kg},$$

dove:

b = percentuale in volume di benzina contenuta nel combustibile
a = » » » » alcole etilico » » »
a' = » » » » alcole metilico » » »
c = » » » » benzolo » » »

Per i gasolii (nafte leggere) è:

$$H_i = H_s - 730 \text{ kcal/kg}.$$

15. Calore totale sviluppato dalla combustione.

È la somma delle quantità di calore sviluppate separatamente dalla combustione del carbonio e dell'idrogeno meno la quantità di calore richiesta per scindere le molecole degli idrocarburi.

Il calore sviluppato nella trasformazione del carbonio in CO_2 è di 8140 kcal per ogni kg di C consumato; quello sviluppato dalla combustione dell'idrogeno in vapor d'acqua (H_2O) è di 28 700 kcal per ogni kg di H.

Sempre riferendoci al caso del nonano abbiamo che la dissociazione in H e C richiede 873 kcal. per ogni kg. Ora, conoscendo la quantità di CO_2 e di H_2O prodotte dalla combustione di 1 kg di nonano, possiamo scrivere:

$$0{,}8438 \times 8140 = 6860$$
$$0{,}1562 \times 28700 = 4480$$

Totale: 11340

Quindi il calore totale sviluppato dalla combustione del nonano vale:

$$11340 - 873 = 10467 \text{ kcal}.$$

16. Variazioni dei calori specifici dei gas.

Per semplicità nello studio teorico della termodinamica il valore dei calori specifici viene considerato come costante. In realtà i calori specifici aumentano considerevolmente con la temperatura ed in minor misura con la pressione.

Ricordiamo, come inciso, che nei motori a combustione sono da considerare non tanto i calori specifici quanto le quantità di energia interna e perciò le temperature che, per la legge di Joule, sono l'indice del valore dell'energia interna; la quantità di energia interna è sempre la stessa alla stessa temperatura, comunque vari il calore specifico.

I calori specifici sono stati misurati sperimentalmente per tutti i gas che interessano i motori e così pure la loro variazione nel campo di temperature in-

teressanti i motori endotermici; la legge secondo cui variano dipende dalla composizione delle molecole dei gas.

Si può ritenere, secondo Langen, che la variazione dei calori specifici con la temperatura segua la forma $C_v = C_{v0} + DT$ in cui C_{v0} è il calore specifico alla temperatura ordinaria e D è una costante dipendente dalla natura del gas.

L'aumento del loro valore con la temperatura ha per effetto, nei motori endotermici, di abbassare le temperature raggiungibili dal fluido attivo.

17. *Dissociazione dei gas.*

La combustione, che si svolge secondo le due equazioni:

$$\begin{cases} C + O_2 \rightarrow CO_2 \\ 2\,H_2 + O_2 \rightarrow 2\,H_2O \end{cases}$$

ha inizialmente una forte velocità di reazione e quindi la formazione dei composti è rapida; ma non appena ha inizio la formazione di CO_2 ed H_2O, si produce un aumento di temperatura a causa del quale i composti cominciano a dissociarsi nei loro elementi. La concentrazione degli elementi che costituiscono il combustibile (che era massima all'inizio della combustione) diminuisce gradatamente allo svolgersi della combustione per cui diminuisce la velocità della reazione di formazione di CO_2 ed H_2O. Contemporaneamente però aumenta la concentrazione di questi ultimi e quindi anche la velocità con cui avviene la dissociazione. È chiaro dunque che nelle equazioni chimiche:

$$\begin{cases} C + O_2 \rightleftarrows CO_2 \\ 2\,H_2 + O_2 \rightleftarrows 2\,H_2O \end{cases}$$

si finisce per raggiungere uno stato in cui la velocità di formazione è uguale a quella di dissociazione: questo è lo stato di *equilibrio chimico* il quale, per ogni reazione, è variabile con la temperatura. La dissociazione aumenta infatti con essa, dapprima lentamente e poi con rapidità molto maggiore. Ad es. la percentuale di anidride carbonica dissociata, in condizioni di equilibrio chimico, è il 5 % a 2000 °K, l'8,5 % a 2500 °K, il 27,5 % a 3000 °K ed a 3200 °K raggiunge già il 64,5 %.

Quando i gas si dissociano assorbono calore causando una diminuzione sensibile del calore sviluppato dalla combustione, e quindi della temperatura raggiungibile nel motore.

18. *Tonalità termica.*

È spesso utile riferirsi nello studio dei motori endotermici alla quantità di calore che può essere ricavata dall'unità di volume della miscela aria - combustibile.

È stata definita come «tonalità termica o potenziale termico» la quantità di calore che può essere sviluppata da 1 litro di miscela a temperatura e pressione costanti. La potenza ricavabile da un motore dipende dal valore della tonalità termica della miscela impiegata.

Calcoliamo a titolo di esempio la tonalità termica della miscela aria-nonano.

Abbiamo visto in precedenza come per la combustione completa di 1 kg di nonano occorrano 15,2 kg di aria. Il peso specifico del nonano è di 0,718 a 20° per cui il volume di 1 kg di nonano risulta di

$$\frac{1}{0{,}718} = 1{,}39 \text{ litri}$$

Il peso specifico dell'aria a 20° e 760 mm di pressione è di 1,204 kg/m³ per cui 15,2 kg di aria a 20° hanno il volume di

$$\frac{15{,}2}{1{,}204} = 12{,}6 \text{ m}^3.$$

Abbiamo già calcolato il calore che si sviluppa nella combustione di 1 kg di nonano: circa 10500 kcal. Si ha dunque che il volume di (12600 + 1,4) litri di miscela sviluppa 10500 kcal, se non si tiene conto del calore di vaporizzazione e della variazione di volume corrispondente, per cui la tonalità termica a 20° della miscela aria-nonano risulta di

$$\frac{10500}{12601{,}4} \cong 0{,}830 \text{ kcal.}$$

Dato il basso valore del volume occupato dal combustibile, in pratica lo si trascura senz'altro: la tonalità termica è allora data dal rapporto fra il potere calorifico inferiore del combustibile ed il volume occupato ad una data temperatura dalla sola aria.

Il valore della tonalità termica per i combustibili liquidi normalmente usati varia di poco da un combustibile all'altro. Mediamente si può considerare uguale a 0,850 kcal/l a temperatura ordinaria.

STUDIO A CARATTERE GENERALE DEI MOTORI ALTERNATIVI

CAPITOLO TERZO

CICLI IDEALI E CICLI DI LAVORO

19. Organi essenziali del motore.

La parte fondamentale del motore è il *cilindro* nel quale scorre lo *stantuffo*. Una estremità del cilindro è aperta per lasciare il passaggio alla biella mentre l'altra è chiusa dalla *testata* chiamata anche più semplicemente *testa*. Il cilindro, la testa e la superficie superiore dello stantuffo formano le pareti della *camera di combustione* nella quale viene bruciato il combustibile. La camera di combustione porta due aperture fornite di *valvole*, di cui una serve per l'*immissione* del fluido combustibile o dell'aria e l'altra per lo *scarico* dei residui della combustione. Lo *stantuffo*, che è libero di muoversi assialmente entro la parete levigata del cilindro è provvisto di *anelli di espansione* che servono a garantire la tenuta della pressione. Una *biella*, fornita di *cuscinetti* alle sue estremità, è collegata a cerniera ad una estremità con lo stantuffo, per mezzo di un *perno* attraversante lo stantuffo stesso, e all'altra con il perno del braccio di una *manovella*. La manovella fa parte dell'*albero motore* (albero a gomiti) sopportato da *cuscinetti di banco* piazzati in un *basamento*.

Il *basamento* fa l'ufficio delle fondamenta del complesso; la sua parte inferiore è chiusa da una specie di vasca chiamata *coppa* che serve a raccogliere il lubrificante e che spesso fa da serbatoio del lubrificante stesso.

Gli organi meccanici che servono a comandare a tempo debito l'apertura e la chiusura delle valvole, provvedendo alla *distribuzione* del fluido operante, sono chiamati *organi* della distribuzione.

Se un combustibile viene bruciato nel cilindro, a valvole chiuse, mentre lo stantuffo è nella posizione più vicina possibile alla testa, e cioè al *punto morto superiore* (P.M.S.), si crea, per l'aumento di temperatura, un aumento di pressione che fa scorrere lo stantuffo verso l'estremità aperta del cilindro e fa ruotare mediante la biella, l'albero motore. Lo spostamento dello stantuffo è limitato dalla lunghezza del braccio di manovella: questo spostamento si chiama *corsa* ed è eguale a 2 volte la lunghezza della manovella. Ultimata la corsa di allontanamento dalla *testa*, e cioè raggiunto il *punto morto inferiore* (P.M.I.), lo stantuffo ritorna, per inerzia, nella posizione iniziale per continuare il

suo ciclo di movimenti trasformando così in energia meccanica l'energia calorifica emessa dal combustibile.

Per impedire che gli organi a contatto della fiamma, come lo stantuffo, le valvole, il cilindro e la testa, assumano temperature troppo elevate che ne ridurrebbero la resistenza meccanica e ne impedirebbero il funzionamento, il motore è provvisto di un sistema di refrigerazione a circolazione di acqua o di aria.

Si ha così che una parte del calore prodotto dalla combustione viene asportato oltre che dallo scarico dei gas combusti, anche dall'acqua o dall'aria di refrigerazione.

Tutti i motori endotermici a stantuffo, se esaminati dal punto di vista puramente meccanico, sono composti di massima dagli organi che abbiamo sommariamente descritto. Essi però, come abbiamo accennato nel cap. primo possono essere distinti in grandi classi a seconda del sistema di introduzione del combustibile nella camera di combustione e del modo di accenderlo. Infatti il combustibile può essere immesso nel cilindro già mescolato con l'aria sotto forma di miscela gassosa, oppure può essere iniettato sotto forma di liquido finemente polverizzato.

Nel primo caso attraverso i condotti di aspirazione entra nella camera di combustione la miscela combustibile preparata a parte nel *carburatore,* mentre nel secondo caso entra solamente aria, essendo il combustibile iniettato attraverso un apposito ugello. Nei motori *a carburazione,* e nei motori ad *iniezione* utilizzanti combustibili leggeri dello stesso tipo, l'accensione è ottenuta per mezzo di una scintilla elettrica fatta scoccare a tempo debito fra gli elettrodi di una o più *candele.*

Nei motori ad iniezione che utilizzano combustibili che per ora indicheremo solamente come pesanti, l'accensione è ottenuta elevando, per mezzo di una fortissima compressione, la temperatura dell'aria nel cilindro fino ad un valore superiore a quello di infiammabilità del combustibile. In tal modo il combustibile, polverizzato dall'iniettore, si accende non appena penetra nella camera di combustione. Questi motori ad *accensione* che chiameremo *spontanea* sono i ben noti motori *Diesel.*

20. Cicli di lavoro: a 4 e a 2 tempi.

Per ciclo di lavoro si intende la successione delle operazioni che il fluido attivo compie nel cilindro e ripete con legge periodica. La durata del ciclo di lavoro viene misurata dal numero di corse fatte dallo stantuffo per compierlo.

Considerati dal punto di vista della durata del ciclo i motori alternativi si dividono in: *motori a 4 tempi,* nei quali il ciclo si compie con 4 corse dello stantuffo, e *motori a 2 tempi,* nei quali il ciclo si compie con due sole corse dello stantuffo. Ciò significa che i motori a 4 tempi compiono un ciclo ogni due giri dell'albero motore e quelli a due tempi uno ogni giro.

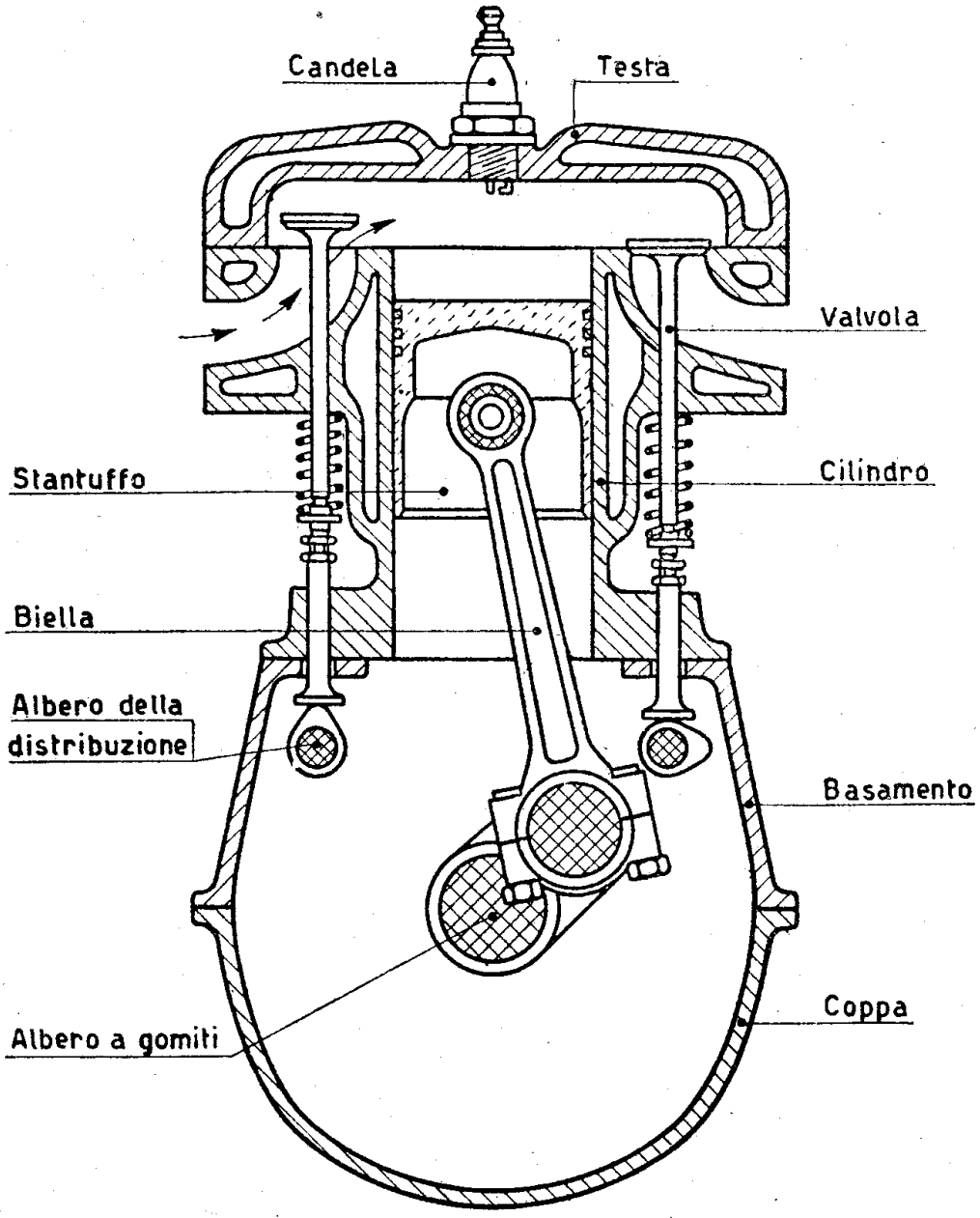


Fig. 2. – Motore elementare.

Sono stati pure costruiti alcuni motori nei quali il ciclo di lavoro si compie durante sei corse dello stantuffo allo scopo di ottenere certi vantaggi. In questo ciclo particolare 4 delle 6 corse sono usate per compiere le stesse operazioni del ciclo a 4 tempi e le due restanti servono a trattenere la miscela combustibile nell'interno del cilindro con lo scopo di permettere al combustibile. quando sia poco volatile, di vaporizzare completamente e diffondersi nell'aria comburente, oppure a compiere un *lavaggio* del cilindro con aria pura. Questi motori non hanno però avuto pratica diffusione.

21. *Motori a 4 tempi.*

La grande maggioranza dei motori endotermici è del tipo a 4 tempi ed a questi ci riferiamo per primi anche perchè si prestano ad una più facile comprensione. Il *ciclo a 4 tempi* comprende nell'ordine le 4 fasi seguenti:

a) *Immissione* della carica nel cilindro.
b) *Compressione.*
c) *Combustione* ed *espansione.*
d) *Espulsione o scarico* dei prodotti della combustione.

Ogni fase corrisponde approssimativamente ad una corsa dello stantuffo.

a) **Immissione.** – La prima fase del ciclo è chiamata fase di immissione o di aspirazione; lo stantuffo nella corsa di andata verso il basso (figura 3) crea una rarefazione del fluido nel cilindro. Nella *camera di combustione*, si apre a tempo opportuno una valvola per modo che viene permessa l'entrata dell'aria o della miscela gassosa combustibile. Questa valvola, detta *valvola di immissione o di aspirazione*, comincia ad aprirsi circa all'inizio della corsa e si chiude dopo che la corsa è stata compiuta.

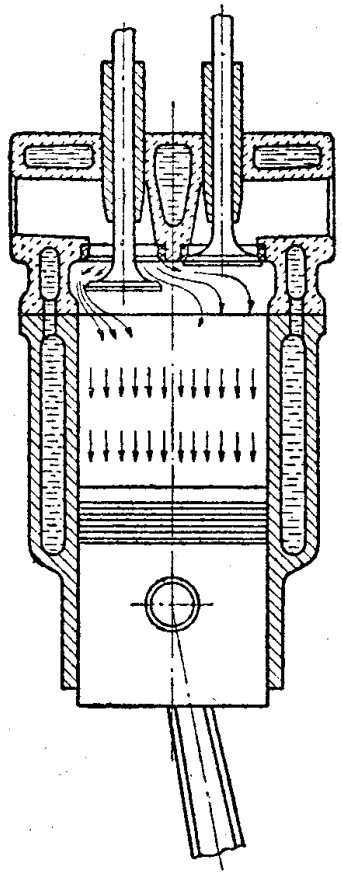


Fig. 3. – Immissione.

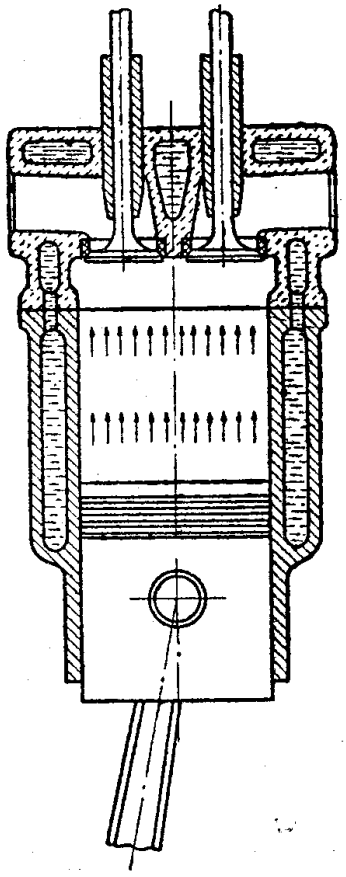


Fig. 4. – Compressione.

b) **Compressione** (fig. 4). – Chiusasi poco dopo la fine della corsa di immissione la valvola di aspirazione, durante il resto della corsa di ritorno la carica è compressa nella camera di combustione fino ad un valore massimo che viene raggiunto alla fine della corsa. In quell'istante il volume della carica è ridotto ad una frazione del volume che aveva all'inizio della corsa; questa frazione è l'inverso del *rapporto volumetrico di compressione.* Il volume occupato alla fine della compressione è il *volume della camera di combustione.*

Il valore del rapporto volumetrico di compressione, che chiame-

remo ϱ, è dato da:

$$\varrho = \frac{Vol.\ creato\ dalla\ corsa\ dello\ stantuffo + Vol.\ della\ camera\ di\ combustione.}{Vol.\ della\ camera\ di\ combustione}$$

c) **Combustione ed aspansione.** – Poco prima della fine della corsa di compressione avviene l'accensione della miscela per mezzo di una scintilla elettrica, oppure l'accensione spontanea del combustibile iniettato nella camera di compressione, con conseguente repentino innalzamento di temperatura e di pressione causato dal calore della combustione. Il valore raggiunto dalla pressione dopo l'accensione è di circa 2 ~ 4 volte superiore a quello che aveva inizialmente, per cui lo stantuffo è spinto verso il basso (fig. 5). Prima che la corsa di lavoro sia completata comincia ad aprirsi la valvola di scarico ed i gas combusti, che sono ancora sotto una certa pressione, cominciano a sfuggire.

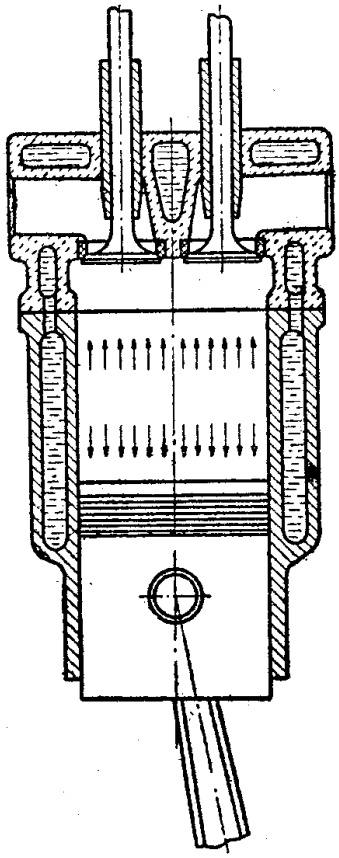


Fig. 5. – Combustione ed espansione.

d) **Scarico** (figura 6). – Durante la successiva corsa di ritorno lo stantuffo espelle i gas combusti attraverso l'apertura di scarico. Alla fine della corsa o poco dopo si richiude la valvola di scarico; nel frattempo si è riaperto quella di aspirazione e un nuovo ciclo incomincia per continuare a ripetersi regolarmente.

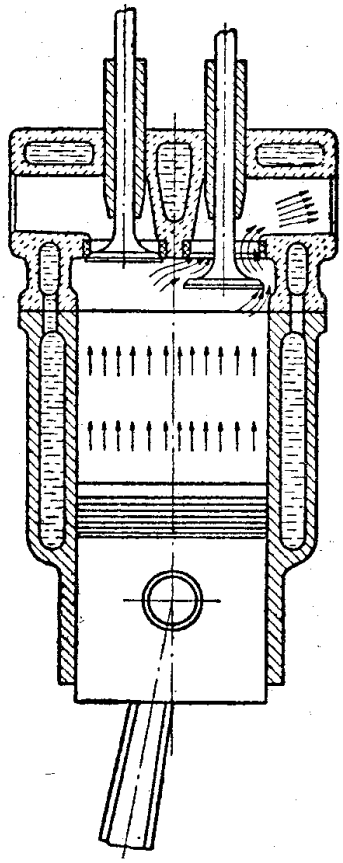


Fig. 6. – Scarico.

22. *Motori a 2 tempi.*

In questo ciclo vengono eliminate 2 corse, per cui l'immissione del fluido attivo deve avvenire durante una frazione della corsa di compressione e lo scarico durante una frazione della corsa di lavoro. Perchè questo si verifichi è necessario che il fluido attivo sia preventivamente compresso onde possa entrare nel cilindro e che lo scarico avvenga per

la pressione propria del gas. Nell'esempio dato dalla fig. 7 la compressione preventiva del fluido è ottenuta nella camera del manovellismo per azione stessa dello stantuffo funzionante come pompa dal lato inferiore. La figura mostra come nel motore a 2 tempi la distribuzione del fluido attivo può essere fatta, senza necessità di valvole, per mezzo dello stesso stantuffo che apre e chiude, durante le sue corse, apposite luci di aspirazione e di scarico.

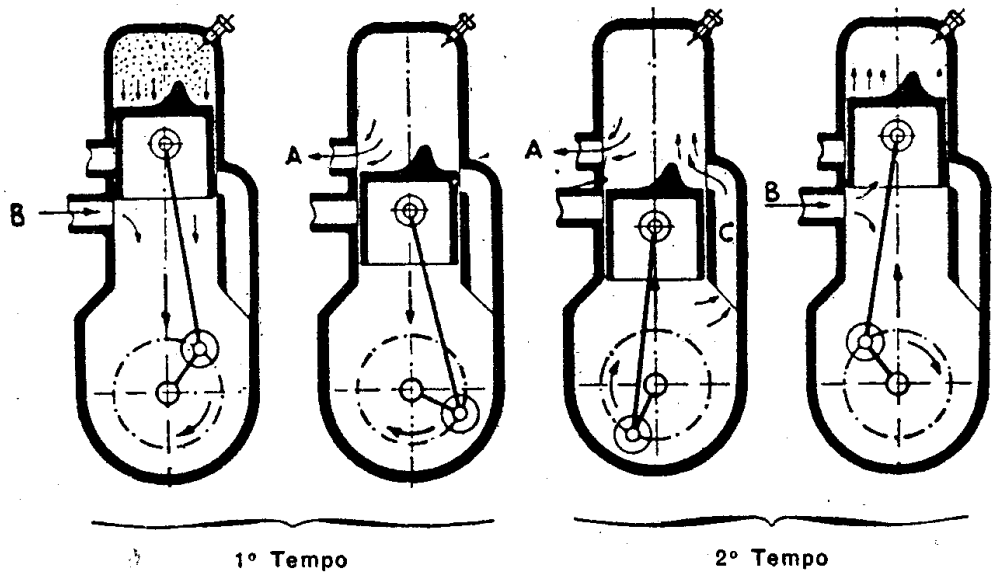


Fig. 7. - Fasi del ciclo a 2 tempi.

a) Il **primo tempo** corrisponde alla corsa di lavoro, che ha inizio con l'accensione e la combustione, e prosegue con l'espansione fino a che lo stantuffo apre la luce di scarico.

I gas combusti cominciano a questo punto ad uscire da A a causa della loro ancora elevata pressione, creando nella massa fluida una corrente diretta verso l'uscita: subito dopo si apre anche la luce di immissione C e il fluido attivo, spinto dalla pressione fornitagli nella camera del manovellismo e richiamato inoltre dalla corrente dei gas combusti uscenti da A, entra nel cilindro. Si inizia così la *fase di lavaggio ed immissione* che occupa il resto della corsa.

b) Il **secondo tempo** corrisponde alla corsa di ritorno che per il primo tratto è dedicata ancora alla fase di lavaggio ed immissione, e per il secondo alla fase di compressione. Prima che la corsa sia compiuta il bordo inferiore dello stantuffo lascia libera la luce B di entrata del fluido, per cui questo penetra nella camera del manovellismo per effetto della depressione creatasi in essa a causa dello spostamento dello stantuffo, e viene poi compresso durante la prima parte della corsa successiva,

23. Cicli ideali: Otto e Diesel.

Allo scopo di mettere sotto forma di calcolo i fenomeni che avvengono nel cilindro è necessario riferirsi alla teoria della termodinamica ed ai cicli termici ideali che si avvicinano il più possibile alle condizioni reali di funzionamento.

Come sappiamo, il ciclo teorico di rendimento massimo fra due temperature estreme date è il *ciclo di Carnot*, ma esso non è realizzabile in pratica. Sono stati perciò immaginati per i motori endotermici due altri cicli termodinamici ideali: il *ciclo Otto* (o Beau de Rochas) e il *ciclo Diesel* che sono presentati nelle figg. 8 e 9 rispettivamente. Nel ciclo Otto si suppone che il fluido attivo dopo una compressione adiabatica (1-2) sia per mezzo della combustione, riscaldato istantaneamente *a volume costante* (2-3) e, dopo una espansione adiabatica (3-4), di nuovo raffreddato a volume costante (4-1). Nel ciclo Diesel si suppone che dopo una compressione pure adiabatica (1-2), l'introduzione di calore avvenga a pressione costante (2-3) e, dopo una espansione adiabatica (3-4), il raffreddamento avvenga a volume costante (4-1). La differenza fra i due cicli risiede dunque nella fase di introduzione del calore.

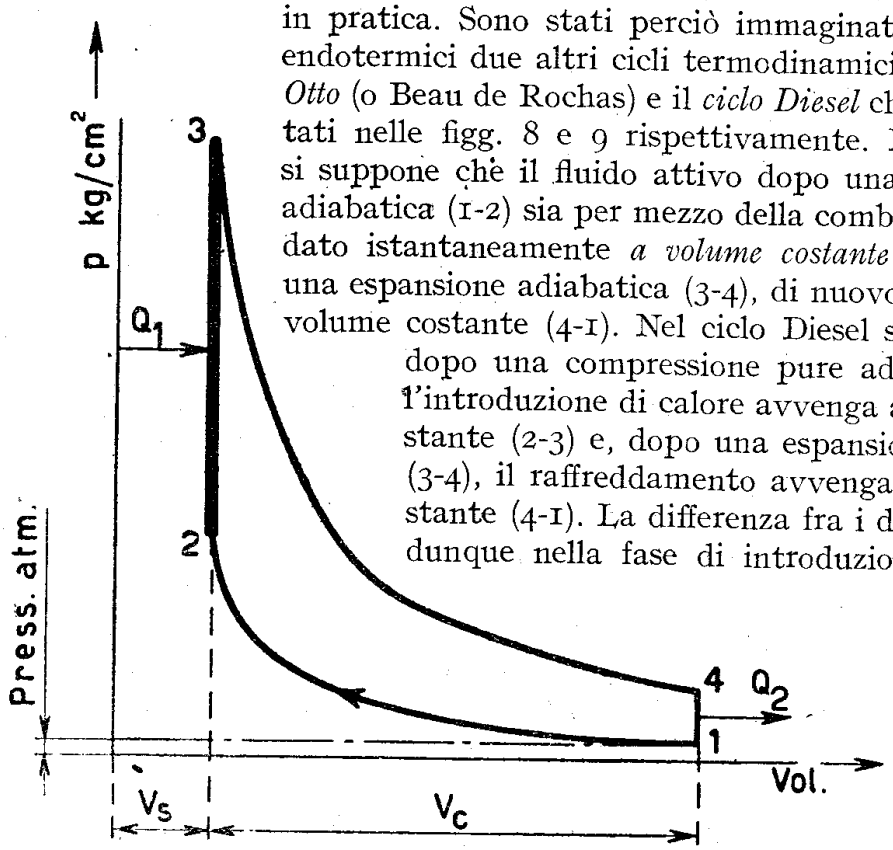


Fig. 8. – Ciclo Otto.

Il ciclo con combustione a volume costante fu ideato dal francese Beau de Rochas nel 1860, ma la sua pratica attuazione è dovuta al tedesco Dr. N. A. Otto che, dopo averlo brevettato, espose nel 1878 alla mostra mondiale di Parigi il primo motore di questo tipo a 4 tempi (il ciclo a 2 tempi è stato ideato nel 1879 dall'inglese Clerk).

La denominazione di ciclo Diesel per il ciclo a volume costante non è del tutto giustificata poichè il ciclo che Diesel intendeva realizzare era quello di Carnot.

Egli rivolse i suoi primi esperimenti appunto a questo scopo, ma in realtà ottenne dei risultati per cui il ciclo si avvicinò molto a quello a pressione costante sopra descritto il quale prese così la denominazione di ciclo Diesel.

24. Ciclo ideale misto di Sabathè.

Le condizioni reali di funzionamento sono lontane da quelle rispecchiate dai cicli ideali sopra descritti. In pratica si verifica che i cicli

Otto e Diesel vengono ad avvicinarsi molto nella forma e possono essere considerati come casi particolari di un ciclo nel quale la combustione avviene in parte a volume costante e in parte a pressione costante. Questo, rappresentato in fig. 10, è chiamato *ciclo misto di Sabathè*: si suppone che parte del calore di combustione venga fornito istantaneamente a volume costante fra i punti 2 e 3 e parte venga fornito a pressione costante fra 3 e 3'. L'espansione adiabatica avviene da 3' a 4 (fino a che il fluido attivo riprende il suo volume iniziale) ed il raffreddamento, da 4 a 1, a volume costante.

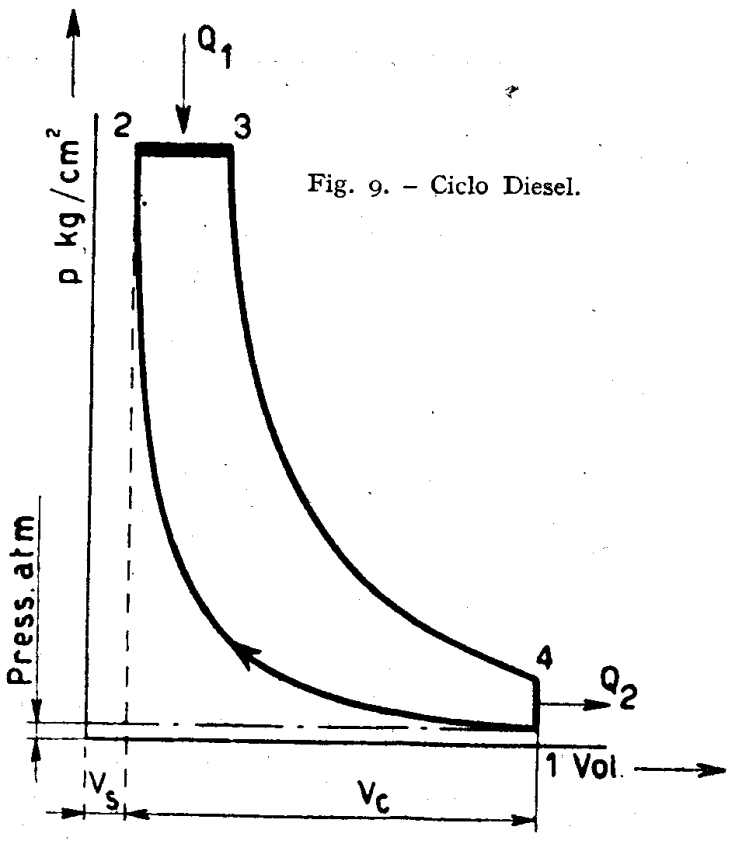


Fig. 9. – Ciclo Diesel.

La forma del ciclo è definita dai seguenti parametri:

Rapporto volumetrico di compressione $\rho = \frac{V_1}{V_2}$;

Rapporto di combustione a volume costante

$$\tau = \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2};$$

Rapporto di combustione a pressione costante

$$\tau' = \frac{T_3'}{T_3} = \frac{V_3'}{V_3}.$$

Per il calcolo *del rendimento termico ideale* η_t (rendimento del ciclo) si ha:

$$\eta_t = \frac{\text{calore fornito} - \text{calore sottratto}}{\text{calore fornito}}$$

Ora essendo:

Q_1 = Calore fornito secondo $(2-3)$ + Calore fornito secondo $(3-3') = C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_{3'} - T_3)$;

Q_2 = Calore sottratto secondo $(4-1) = C_v(T_4 - T_1)$;

si ha che:

$$\eta_t = \frac{A\,L}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_{3'} - T_3)}.$$

È stato supposto che il calore specifico sia costante. Tenendo conto che $\frac{V_1}{V_2} = \rho$, che $C_p = k\,C_v$ e che $T\,V^{k-1} = \text{cost}$ si può scrivere:

$$T_2 = T_1\,\rho^{k-1} \qquad T_3 = \tau\,T_2 = T_1\,\tau\,\rho^{k-1} \qquad T_{3'} = \tau'\,T_3 = T_1\,\tau\,\tau'\,\rho^{k-1}$$

$$T_4 = T_{3'}\left(\frac{V_{3'}}{V_1}\right)^{k-1} = T_1\,\tau\,\tau'\,\rho^{k-1}\left(\frac{\tau'}{\rho}\right)^{k-1} = T_1\,\tau\,\tau'^{k}.$$

Sostituendo ad ogni temperatura il suo valore in funzione di T_1 si ottiene:

$$\eta_\epsilon = 1 - \left(\frac{1}{\rho}\right)^{k-1}\left[\frac{\tau\,\tau'^{k} - 1}{(\tau - 1) + k\,\tau\,(\tau' - 1)}\right].$$

Da questa espressione si ricava:

— facendo $\tau' = 1$ — il **rendimento del ciclo Otto:**

$$\eta_\epsilon = 1 - \left(\frac{1}{\rho}\right)^{k-1}$$

— e facendo $\tau = 1$ — il **rendimento del ciclo Diesel:**

$$\eta_\epsilon = 1 - \left(\frac{1}{\rho}\right)^{k-1} \cdot \frac{\tau'^{k} - 1}{(\tau' - 1)\,k}.$$

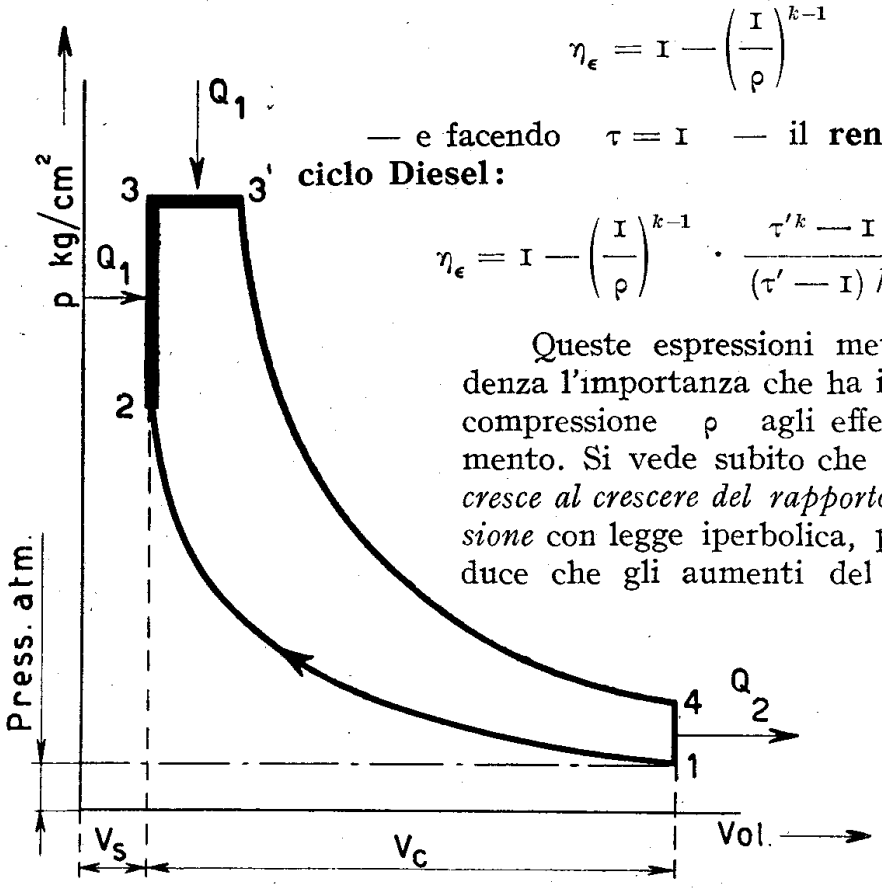


Fig. 10. – Ciclo Sabathè.

Queste espressioni mettono in evidenza l'importanza che ha il rapporto di compressione ρ agli effetti del rendimento. Si vede subito che *il rendimento cresce al crescere del rapporto di compressione* con legge iperbolica, per cui si deduce che gli aumenti del rapporto di compressione hanno maggior influenza nel campo delle basse compressioni.

L'influenza di ρ sul rendimento è sentita non tanto nella corsa di compressione quanto in quella utile di espansione. È infatti evidente che il rendimento termico aumenta con l'aumentare dello sfruttamento dell'espansione, ossia con l'aumentare del *rapporto di espansione*; questo, definito come rapporto fra i volumi iniziale e finale dell'espansione, vale ρ per il ciclo Otto e ρ/τ' per il ciclo Diesel.

Nel ciclo Diesel il rendimento dipende, oltre che da ρ, anche dal rapporto di combustione τ' (che è sempre maggiore di 1) di cui è funzione decrescente. Esso, a parità di rapporto di compressione, è quindi minore del rendimento del ciclo Otto e tenderebbe allo stesso valore quando τ' tendesse ad 1. In pratica però per il ciclo Diesel sono usate compressioni molto superiori per cui in definitiva *il rendimento del Diesel risulta superiore a quello dell'Otto.*

Sostituendo nell'espressione del rendimento del ciclo a k il suo valore di 1,4 corrispondente all'aria, si ottiene il rendimento per il *caso ideale che il fluido attivo sia l'aria atmosferica*: è questo un valore cui spesso si fa riferimento nelle trattazioni teoriche. Nella tabella che segue sono riportati, per diversi rapporti di compressione, i valori numerici calcolati per il rendimento del ciclo Otto e quelli corrispondenti misurati dallo sperimentatore inglese Ricardo su di un motore speciale a rapporto di compressione variabile.

TABELLA I.

Dipendenza dei rendimenti dal rapporto di compressione.

Rapporto di compressione	Rendimento del ciclo ad aria $1 - 1/\rho^{0,4}$	Rendimento sperimentale di Ricardo
4	0,426	0,277
4,5	0,453	0,297
5	0,475	0,316
5,5	0,494	0,332
6	0,512	0,346
6,5	0,527	0,360
7	0,541	0,372
7,5	0,553	0,383
8	0,565	....

25. Ciclo indicato e pressione media indicata.

In fig. 11 è rappresentato schematicamente un cilindro orizzontale col suo stantuffo al quale è applicato un dispositivo atto a rilevare il diagramma dei valori della pressione interna al cilindro, nelle diverse posizioni dello stantuffo stesso. L'apparecchio si chiama *indicatore* e il diagramma da esso descritto *ciclo indicato*. In pratica un dispositivo come quello rappresentato dal disegno non è realizzabile, ma esso si presta bene a dare un'idea chiara di ciò che è un diagramma indicato.

Un cilindretto provvisto di uno stantuffo spinto da una molla è applicato allo stantuffo del motore per mezzo di un tubo che lo mette in comunicazione con l'interno della camera di combustione. Lo stelo dello stantuffo dell'indicatore è collegato con un complesso di aste formanti un quadrilatero articolato di cui un'asta prolungata è imperniata su di un perno fisso al cilindretto e un'altra, pure prolungata, porta alla

sua estremità una punta scrivente. È chiaro che la pressione dei gas nella camera di combustione, trasmessa attraverso il tubo, spingerà lo stantuffo dell'indicatore e, vincendo il carico della molla, lo farà spostare di una quantità proporzionale alla pressione stessa. La punta scrivente all'estremità dell'asta si sposterà a sua volta in senso verticale disegnando un tratto proporzionale alla pressione agente sullo stantuffo.

Le curve tracciate dalla punta scrivente si riferiscono dunque a

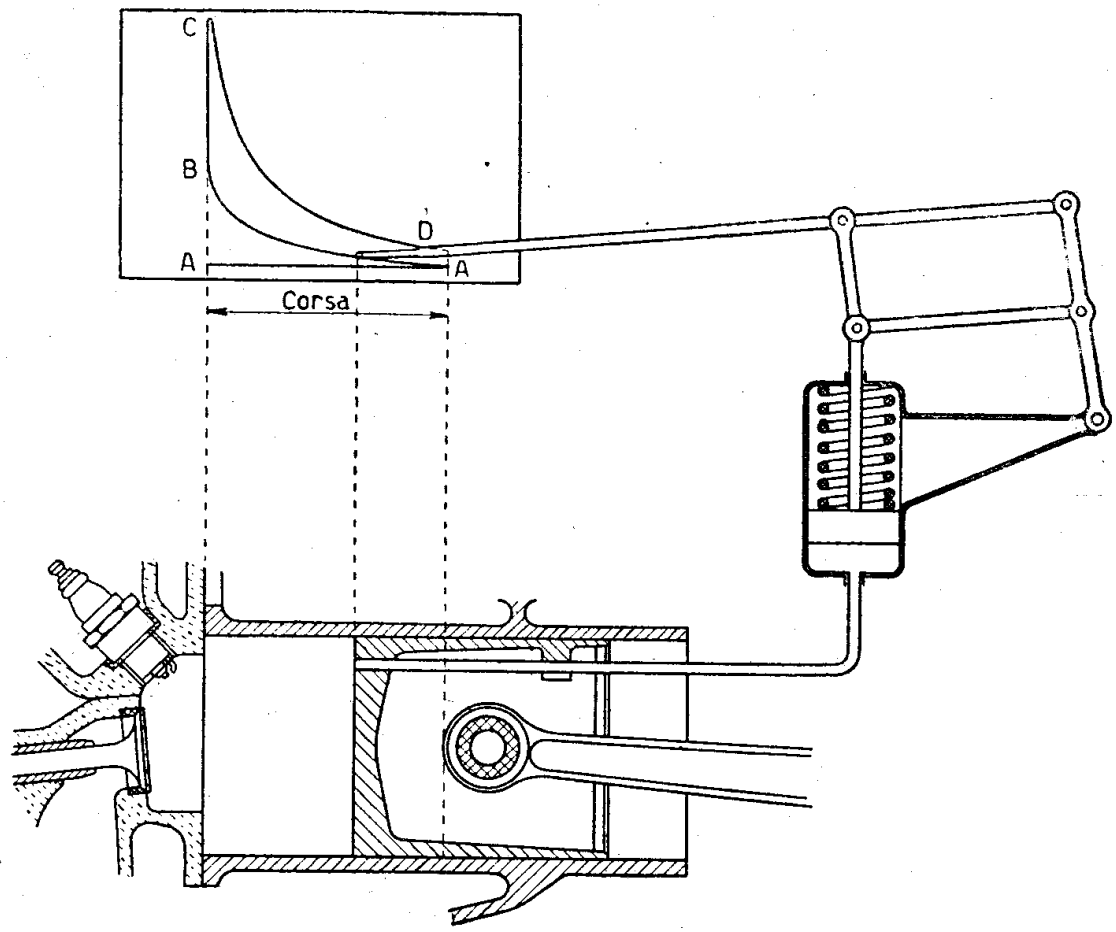


Fig. 11. – Rilievo del ciclo indicato.

due assi coordinati di cui le ascisse rappresentano gli spazi percorsi dallo stantuffo (e perciò anche i volumi) e le ordinate rappresentano le pressioni. Poichè d'altra parte tutto il dispositivo è fissato allo stantuffo motore, la punta scrivente si sposterà avanti e indietro con esso e la sua posizione orizzontale corrisponderà in ogni punto a quella dello stantuffo motore.

Spostiamo lo stantuffo motore avanti e indietro tenendo aperte le valvole; la pressione del cilindro si manterrà uguale a quella atmosferica e la punta scrivente disegnerà un segmento orizzontale *A-A*, di lunghezza uguale alla corsa, che chiameremo linea atmosferica.

Se ora, supponendo che il motore sia ad accensione per scintilla, gli

facciamo compiere il suo ciclo regolare si avrà che, chiusa la valvola di aspirazione alla fine della corsa di aspirazione, nella corsa successiva la punta descriverà la curva *A-B*, cioè la curva di compressione. Alla fine di questa corsa avverrà l'accensione con il conseguente repentino aumento di pressione che farà descrivere alla punta la linea pressochè verticale *B-C*. Successivamente, durante la corsa di lavoro, la punta descriverà la curva di espansione *C-D* e verso la fine di essa, aprendosi la valvola di scarico e cadendo la pressione repentinamente fino all'incirca al valore di quella atmosferica, disegnerà un piccolo tratto pressapoco verticale *D-A*. Un diagramma indicato così ottenuto (fig. 12) ci dà il comportamento del fluido attivo nell'interno del cilindro e la sua aera corrisponde al lavoro reale da esso compiuto durante un ciclo. Dividendo il valore dell'area per quello della corsa dello stantuffo o della cilindrata, a seconda della scala scelta per le ascisse, si ha l'ordinata media del diagramma, cioè la **pressione media indicata** del fluido nel cilindro.

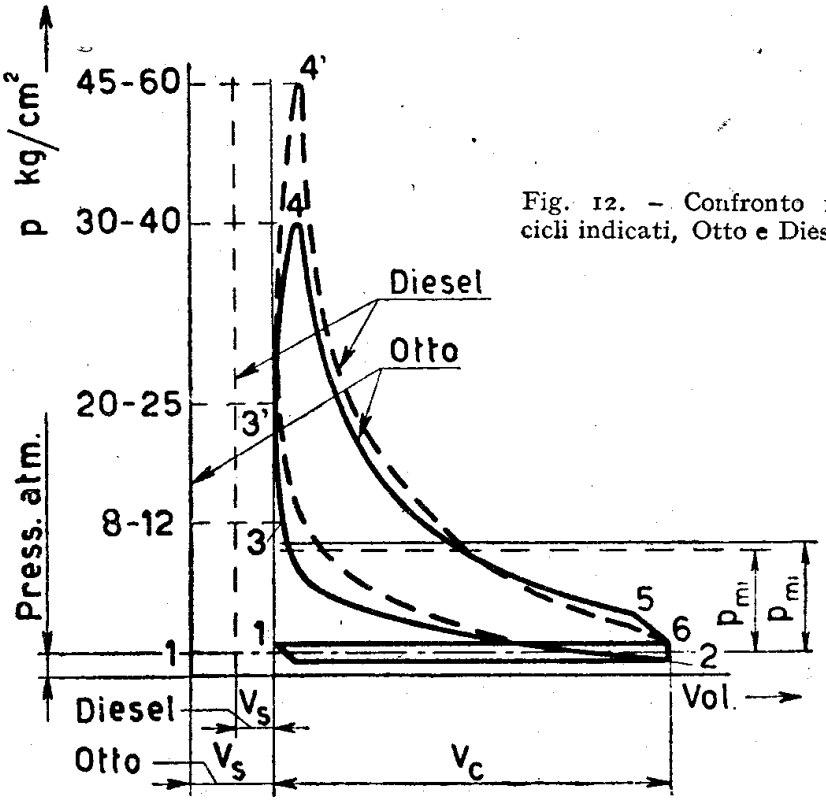


Fig. 12. – Confronto fra cicli indicati, Otto e Diesel.

Per un dato motore, dividendo l'area del ciclo indicato per quella del ciclo termico ideale, otteniamo un valore che chiamiamo *rendimento indicato.*

26. *Confronto fra ciclo ideale e ciclo indicato.*

Confrontando un ciclo indicato con il ciclo ideale corrispondente

notiamo delle differenze sostanziali sia nella forma del diagramma come nei valori delle temperature e pressioni.

Le differenze di forma consistono nel diverso andamento delle curve di espansione e compressione, nella sostituzione dei tratti rettilinei con tratti curvi e nella sostituzione degli spigoli con curve di raccordo. Le cause di queste differenze sono le seguenti:

a) La linea di compressione e quella di espansione non sono adiabatiche, ma politropiche ad esponente $n \cong k$. Infatti, essendo le pareti del cilindro raffreddate per assicurare il funzionamento degli organi meccanici, esiste un certo scambio di calore fra il fluido attivo e le pareti, che fa diminuire l'esponente della politropica di compressione ed aumentare quello della politropica di espansione. In più occorre tener presente che lo stantuffo non è a tenuta perfetta, per cui si verificano perdite di pressione.

b) La combustione non avviene in due tempi distinti, uno a volume costante e uno a pressione costante: perciò gli spigoli della parte superiore del diagramma ideale vengono fortemente arrotondati.

c) L'apertura e la chiusura delle valvole non avvengono in corrispondenza dei punti estremi della corsa, come è supposto nel ciclo ideale, per cui i punti di passaggio tra una trasformazione e l'altra del fluido non corrispondono a quelli del ciclo ideale. Inoltre in questi punti le fasi, per così dire, interferiscono e si ha come risultato finale un forte arrotondamento degli spigoli.

Le *differenze nei valori delle pressioni e delle temperature* (che sono quelle che più interessano in quanto hanno influenza sul valore del rendimento termodinamico) sono dovute essenzialmente alle seguenti ragioni:

a) Aumento dei calori specifici dei gas con la temperatura.

b) Dissociazione dei gas durante la combustione.

Infatti l'accrescimento dei calori specifici con la temperatura ha per conseguenza che la temperatura non aumenta proporzionalmente al calore introdotto e raggiunge perciò un valore più basso di quello che raggiungerebbe se i calori specifici si mantenessero costanti, come era stato supposto per definire il ciclo ideale.

La dissociazione a sua volta, verificandosi con assorbimento di calore, ostacola pure il raggiungimento di temperatura elevate. *Si hanno dunque nel ciclo indicato temperature più basse che nel ciclo ideale.*

Nel diagramma in fig. 13 sono indicate le temperature (°C) che si raggiungerebbero in un motore con $\rho = 5{,}5$ nei seguenti casi:

1°) Quando i calori specifici fossero costanti e non ci fosse dissociazione.

2°) Quando i calori specifici fossero variabili, ma, ancora, non ci fosse dissociazione.

3°) Nel caso reale.

Per quanto riguarda la dissociazione giova ricordare che durante l'espansione essa decresce per il diminuire della temperatura. Avviene in questa fase una parziale riassociazione con svolgimento di calore; l'esponente della politropica di espansione che, come abbiamo visto, avrebbe dovuto essere maggiore di k a causa della perdita di calore attraverso alle pareti del cilindro, viene di conseguenza abbassato, per cui esso si avvicina a quello della politropica di compressione.

Un'altra differenza importante è che *nel ciclo indicato la pressione all'inizio della fase di compressione è in genere più bassa di quella atmosferica* fissata per il punto 1 nel ciclo ideale.

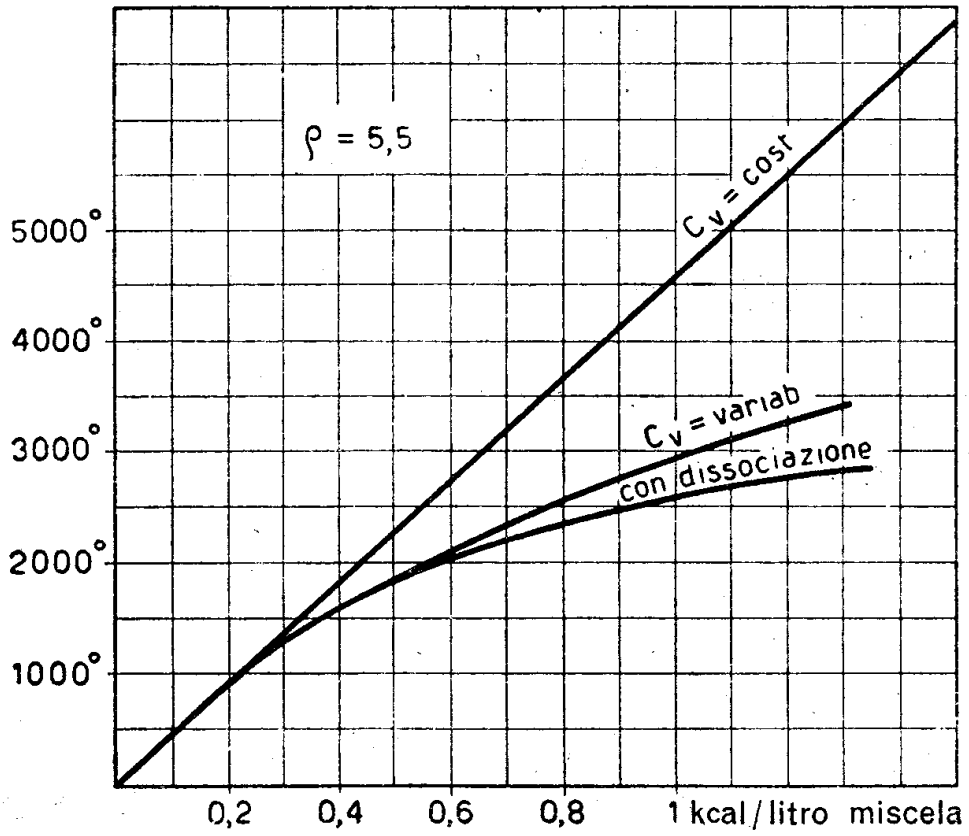


Fig. 13. – Relazione fra tonalità termica e temperatura di combustione.

Nel ciclo indicato di cui è dato un esempio in fig. 12 sono in più indicate le linee corrispondenti alle fasi di aspirazione e di scarico che non esistono nel ciclo ideale. Il lavoro compiuto dal motore per eseguire l'aspirazione e lo scarico è lavoro perduto.

27. *Valore dell'esponente k.*

Da quanto abbiamo visto precedentemente appare chiaro che, per raggiungere risultati attendibili, è necessario considerare le curve di compressione ed espansione come delle politropiche anzichè come delle

adiabatiche ed è evidente l'importanza della scelta del valore dell'esponente agli effetti del calcolo.

Diamo qui, al riguardo, alcuni valori dettati dalla pratica.

Nei calcoli di massima si ritiene che il rendimento possa essere valutato con le formule ricavate teoricamente nelle quali l'esponente k sia sostituito con un esponente n che nei casi normali del ciclo Otto si suppone uguale a 1,3.

Per i motori a gas si ritiene $n = 1{,}31 \div 1{,}35$, tenendo conto che i valori più alti sono per i motori nei quali la compressione è operata sulla sola aria.

Per i motori ad alto rapporto di compressione variante da 1 : 12 a 1 : 17 (motori ad accensione spontanea) si tiene $1{,}30 \div 1{,}32$ per la compressione ed $n = 1{,}55 \div 1{,}65$ per l'espansione.

28. *Esempio di calcolo per un ciclo teorico Otto.*

Supponiamo che in un cilindro ideale, avente le pareti assolutamente isolanti, venga compresso, in un volume 5 volte minore di quello iniziale ($\rho = 5$), un kg di aria considerata come gas perfetto (a calore specifico costante). Compiuta la compressione si fornisca all'aria, secondo le condizioni ideali, una quantità di calore uguale a quella sviluppata da 1 Kg di miscela aria-benzina, in modo che l'aria si riscaldi e poi si espanda facendo spostare lo stantuffo. Si otterrà un ciclo teorico Otto. Riferendoci alla fig. 14 si ha:

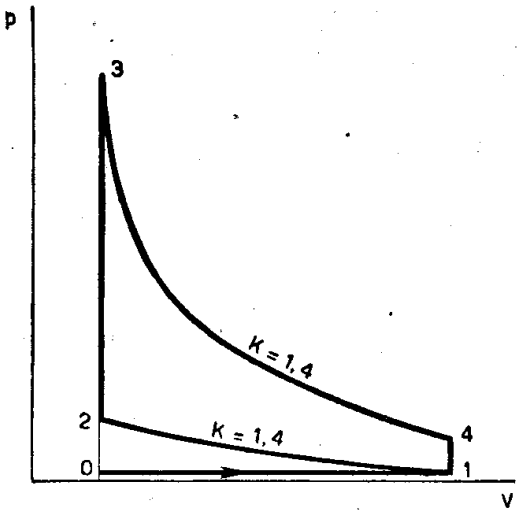


Fig. 14. - Ciclo ideale.

Per il punto 1 (fine aspirazione):

$p_1 = 1$ kg/cm² (come se la valvola di aspirazione non presentasse alcuna resistenza all'entrata dell'aria);

$T_1 = 350$ °K (valore medio che si può determinare tenendo conto delle caratteristiche e della quantità dei gas combusti residui e delle calorie di evaporazione del combustibile).

Per il punto 2 (fine compressione) dalla relazione $T_2 = T_1 \rho^{k-1}$ (trasf. adiab.) si ha (essendo $k = 1{,}4$):

$$T_2 = 670^{\circ}\,\mathrm{K}$$

e per la $p_2 = P_1 \rho^k$:

$$p_2 = 9{,}5 \text{ kg/cm}^2.$$

Per il punto 3 (fine combustione): supponiamo di fornire una quantità di calore uguale a quella sviluppata da 1 kg di miscela aria e combustibile avente un potere calorifico di 11.000 kcal. Dato che 1 kg di miscela contiene 1/16,2 kg di combustibile, 1 kg di miscela produce durante la combustione $\frac{11000}{16{,}2} = 680$

kcal. Poichè il calore specifico a volume costante dell'aria considerata come gas perfetto è $C_v = 0{,}168$ sarà:

$$d\,T = \frac{680}{0{,}168} = 4050^{\circ}\,\mathrm{K}\,.$$

e si raggiungerà al punto 3 la temperatura $T_3 = 670 + 4050 = 4720^{\circ}\,\mathrm{K}$.

Poichè la trasformazione è avvenuta a volume costante l'aumento di pressione è proporzionale all'aumento di temperatura, per cui:

$$p_3 = p_2 \frac{4720}{670} = 70{,}5\ \mathrm{kg/cm^2}\,.$$

Per il punto 4 (fine espansione) si ha, in base alle equazioni dell'espansione adiabatica:

$$\begin{cases} T_4 = \dfrac{T_3}{\rho^{k-1}} \text{ oppure } = \dfrac{T_1\,T_3}{T_2} \cong 2460\ ^{\circ}\mathrm{K} \\ p_4 = \dfrac{p_3}{\rho^{k}} \text{ oppure } = \dfrac{p_1\,p_3}{p_2} \cong 7{,}4\ \mathrm{kg/cm} \end{cases}$$

Il rendimento di questo ciclo risulta $\eta_e = 0{,}475$.

29. *Esempio di ciclo Otto quasi pratico.*

Si supponga di avere 1 kg di miscela (benzina-aria-gas residui) alla pressione $p_1 = 1\ \mathrm{kg/cm^2}$ e alla temperatura $T_1 = 350^{\circ}\,\mathrm{K}$ (temperatura normale della miscela nel cilindro all'inizio della compressione).

Questa miscela venga compressa ad un volume 5 volte minore ($\rho = 5$), bruci e s'espanda.

Tenendo conto, a differenza di quanto abbiamo fatto nell'esame di un ciclo teorico, che:

1) la compressione e l'espansione non sono adiabatiche perchè attraverso le pareti avvengono scambi di calore;
2) i calori specifici sono variabili;
3) i gas di combustione si dissociano;

ma supponendo che:

1) l'accensione sia istantanea;
2) il numero delle molecole non venga alterato dalla combustione;

determiniamo le pressioni e le temperature che si raggiungeranno nei punti caratteristici del ciclo.

Abbiamo già stabilito per il punto 1:

$$\begin{cases} p_1 = 1\ \mathrm{kg/cm^2} \\ T_1 = 350^{\circ}\,\mathrm{K}\,. \end{cases}$$

Ammettendo che la compressione avvenga secondo una politropica caratterizzata da $n = 1{,}30$, dalle formule $p_2 = p_1\,\rho^n$ e $T_2 = T_1\,\rho^{n-1}$ ricaviamo:

$$\begin{cases} p_2 = 9{,}1\ \mathrm{kg/cm^2} \\ T_2 = 567\ ^{\circ}\mathrm{K}. \end{cases}$$

Supponiamo che il combustibile sviluppi 11000 kcal/kg e teniamo conto della presenza dei gas residui valutandoli, come la pratica conferma, in 1 kg ogni 15 kg

di aria. Il calore sviluppato da 1 kg di miscela *aria-combustibile-gas residui* sarà allora di circa 11000/17,2 = 640 kcal. Ammettendo che per dissociazione se ne perda il 6 % restano utilizzabili 640 × 0,94 = 600 kcal.

Per ricavare dalle calorie fornite l'aumento ΔT di temperatura del fluido, occorre tener conto della variazione del suo calore specifico con le temperature servendoci della formula di Langen (§ 16) in cui la costante D vale 0,000072. Avremo:

$$\Delta T = \frac{600}{C_{v_0} + D \cdot \Delta T} = \frac{600}{0{,}168 + 0{,}000072\ \Delta T},$$

da cui si ricava $\Delta T = 1940°$ che aggiunto a T_2 dà:

$$T_3 = 2507\ °\text{K}.$$

Ammettendo ancora la combustione istantanea, e cioè a volume costante, si ha:

$$p_3 = 40{,}4\ \text{kg/cm}^2.$$

Nel punto 4, assumendo l'esponente della politropica di espansione pure uguale ad 1, 3. si ha:

$$\begin{cases} p_4 = 4{,}45\ \text{kg/cm}^2 \\ T_4 = 1565\ °\text{K}. \end{cases}$$

Questo esempio, sebbene basato su ipotesi in realtà inaccettabili, mostra come le temperature massime raggiunte dai gas dopo la combustione siano molto inferiori a quelle che il ciclo teorico farebbe supporre.

30. *L'andamento delle pressioni nel motore a 4 tempi.*

Partendo dal ciclo indicato possiamo ricavare facilmente un diagramma delle pressioni nel cilindro riferito alle posizioni angolari della manovella dell'albero a gomiti. Nella fig. 15 è rappresentato appunto questo diagramma per un motore a 4 tempi ed è messa in evidenza la corrispondenza approssimata fra le *fasi* del ciclo di lavoro e le *corse* dello stantuffo. Esaminiamo dettagliatamente l'andamento delle pressioni nelle varie fasi:

a) *Immissione.* — All'inizio della corsa di aspirazione 1-3 l'interno del cilindro si trova ad una pressione leggermente superiore a quella atmosferica perchè è appena terminata la fase di scarico. In corrispondenza del punto 2 lo stantuffo, nella sua corsa verso il basso, richiama aria o miscela gassosa nella camera del cilindro attraverso alla valvola di aspirazione che si apre a tempo opportuno: per effetto delle resistenze incontrate dal gas nei condotti si ha nella maggior parte di questa fase una pressione minore di quella esterna (*depressione all'aspirazione*). La depressione è tanto maggiore quanto maggiore è la velocità del gas nei condotti perchè maggiori risultano le resistenze al suo passaggio: questa fase rappresenta lavoro passivo.

Quando in 3 lo stantuffo inizia la corsa di ritorno, l'ambiente del cilindro si trova ancora in depressione per cui, malgrado il movimento contrario dello stantuffo, procede l'introduzione di fluido finchè

in 4 si verifica l'uguaglianza fra le pressioni interna ed esterna. A questo punto si deve chiudere la valvola di aspirazione; se i condotti di immissione sono lunghi, utilizzando l'effetto dell'inerzia della colonna gassosa si può far seguitare l'introduzione anche dopo il punto 4 ritardando ulteriormente la chiusura della valvola. Al punto *A* ha così inizio la fase di vera e propria compressione.

b) *Compressione.* — La compressione della carica di fluido avviene per effetto del moto ascendente dello stantuffo nella corsa 4-6. Non tutta la corsa è però utilizzata per la fase di compressione perchè, per consentire lo svolgimento più soddisfacente della fase utile (che è quella di combustione ed espansione), si fa avvenire l'accensione prima

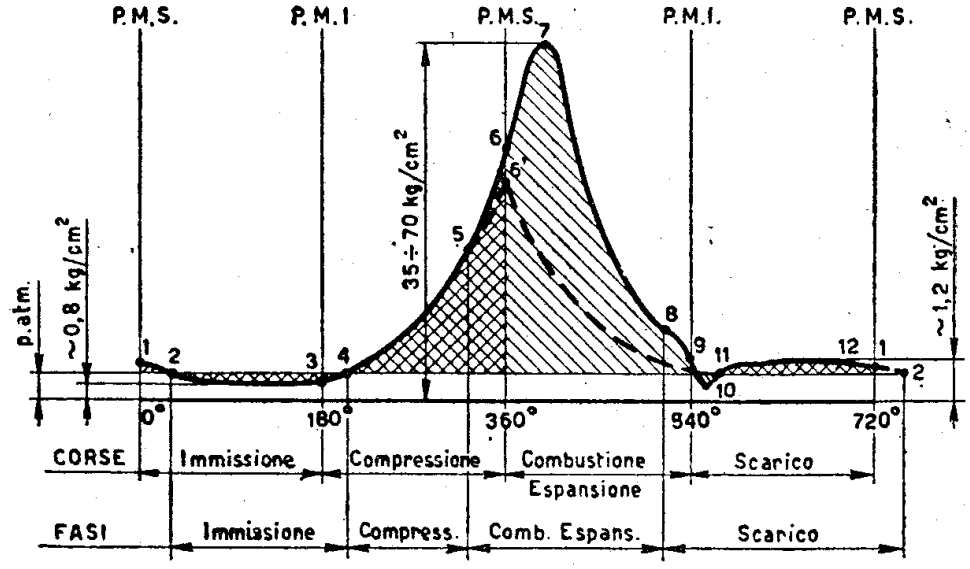


Fig. 15. – Andamento delle pressioni nel motore a 4 tempi.

del P.M.S. Il punto 6' dà il valore massimo della pressione nel caso di assenza dell'accensione; poichè lo stantuffo si trova al P.M.S. il volume della carica è infatti ridotto al suo valore minimo.

c) *Combustione ed espansione.* — Con l'accensione in corrispondenza del punto 5, poco prima della fine della corsa di compressione, ha inizio la combustione; questa genera un repentino innalzamento di temperatura e di pressione, che raggiunge il suo valore massimo al punto 7. La combustione termina quando lo stantuffo ha già percorso un primo tratto della nuova corsa verso il basso. Esamineremo più dettagliatamente in seguito l'andamento della combustione nei due diversi casi di accensione per scintilla e di accensione spontanea.

Terminata la combustione, inizia in 7 l'espansione che si svolge durante il resto della corsa dello stantuffo; il volume aumenta e la pressione subisce quindi una rapida caduta che è dovuta in parte anche alla cessione di calore alle pareti del cilindro. L'espansione dovrebbe essere prolungata il più possibile onde sfruttare al massimo la fase

utile, e cioè fino al raggiungimento del P.M.I., ma in pratica, per facilitare la fase successiva, essa viene interrotta con l'apertura anticipata, rispetto al P.M.I., della valvola di scarico al punto 8.

d) *Scarico.* — I gas che al momento dell'apertura della valvola di scarico si trovano a pressione superiore a quella atmosferica, si scaricano violentemente all'esterno; in questo primo periodo della fase, che avviene quasi a volume costante (*scarico spontaneo*), la pressione si abbassa rapidamente e in 9, quando inizia la corsa di ritorno dello stantuffo, supera di poco la pressione atmosferica, con tendenza ad abbassarsi ancora durante il primo tratto di questa corsa. Talvolta, se i condotti di scarico sono lunghi, per effetto dell'inerzia della colonna

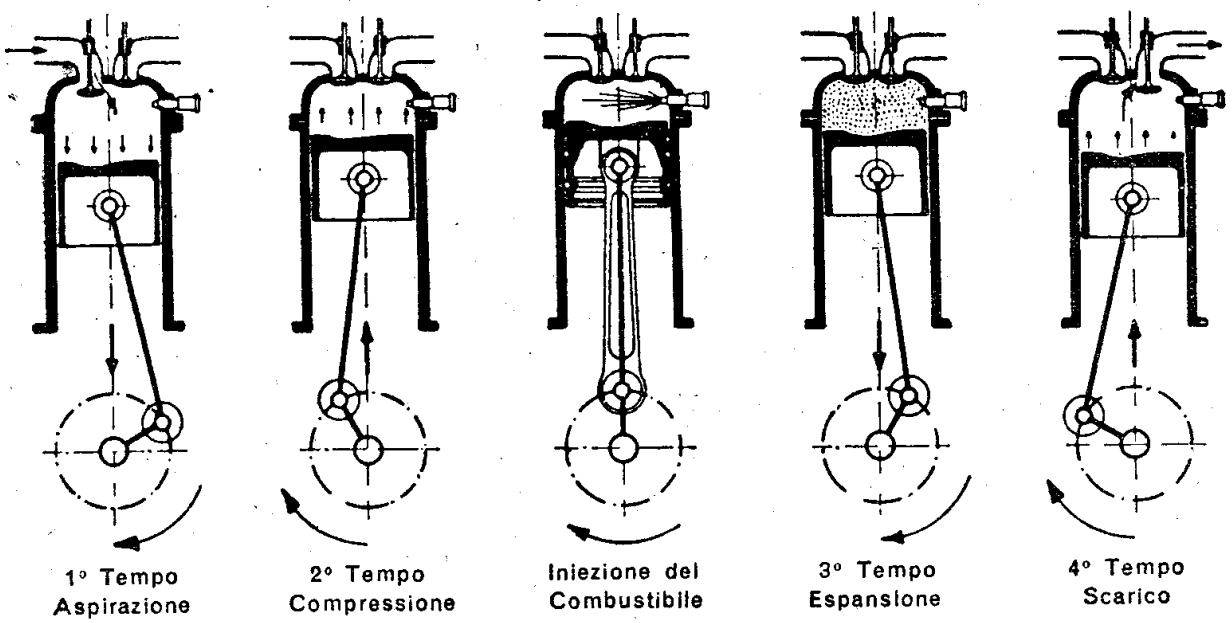


Fig. 16. – Fasi del ciclo a 4 tempi ad iniezione.

gassosa si può addirittura avere in 10 una rapida punta di depressione. In 11 inizia il secondo periodo della fase: lo stantuffo salendo espelle i gas che occupano ancora il cilindro; questo periodo si svolge a pressione leggermente superiore all'atmosferica (*sovrapressione allo scarico*) per effetto della resistenza che i gas incontrano attraversando la valvola e la tubazione di scarico, e rappresenta lavoro passivo. Lo stantuffo non può però espellere completamente i gas combusti poichè una parte di essi resta ad occupare la camera di combustione. In 1, alla fine della corsa di scarico, la pressione ha ancora un valore leggermente superiore all'atmosferica, per cui la fase viene utilmente prolungata fino al punto 2. Nel frattempo ha cominciato a riaprirsi in 12 la valvola di immissione in modo che in 2 essa si trova già completamente aperta ed offre la massima sezione di passaggio per la nuova fase di aspirazione: così un nuovo ciclo incomincia per continuare a ripetersi regolarmente.

Le perdite di lavoro che si riscontrano nelle fasi di immissione e di scarico costituiscono le così dette *perdite per pompaggio*. In fig. 15 le aree tratteggiate rappresentano lavoro utile, quelle quadrettate lavoro passivo, e la linea a tratti rappresenta l'andamento delle pressioni quando la combustione viene a mancare.

La fig. 16 indica le fasi del ciclo a 4 tempi per un motore ad iniezione.

31. L'andamento delle pressioni nel motore a 2 tempi.

In modo analogo a quello seguito per il ciclo a 4 tempi è rappresentato in fig. 17 il diagramma delle variazioni di pressione in un cilindro di motore a 2 tempi. Sebbene possa apparire più logica la corrispondenza fra *tempi* e *corse*, per comodità di spiegazione abbiamo fatto coincidere l'inizio e la fine dei due tempi con i punti che corrispondono all'inizio della combustione ed all'inizio della fase di immissione.

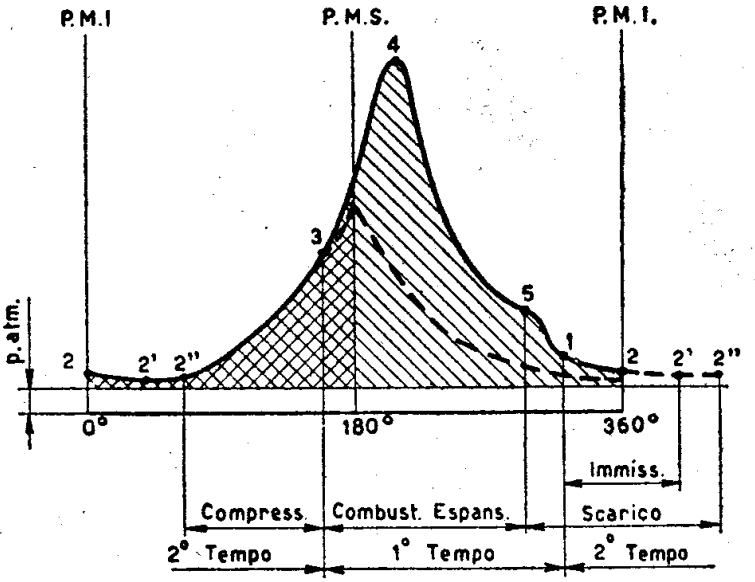


Fig. 17. – Andamento delle pressioni nel motore a 2 tempi.

a) 1° *tempo*. — Nel punto 3 avviene l'accensione della carica e si sviluppa la combustione con la stessa legge cui abbiamo accennato nel paragrafo precedente, dando luogo alla successiva espansione che prosegue fino a che lo stantuffo, in corrispondenza del punto 5, apre la luce di scarico (*A* di fig. 7). Poichè la pressione nel cilindro è ancora elevata, la fase di scarico incomincia così in modo spontaneo; subito dopo, e cioè quando la pressione si è ridotta ad un valore pressapoco uguale a quello che regna nel condotto di alimentazione (*C* di fig. 7), si apre in 1 la luce di immissione ed il fluido attivo, spinto dalla pressione fornitagli nella camera del manovellismo, entra nel cilindro.

b) 2° *tempo*. — A questo punto ha inizio la così detta fase di *lavaggio*, caratterizzata dal fatto che, trovandosi aperte sia le luci di scarico che quelle di immissione, si verificano contemporaneamente lo scarico dei gas combusti e la carica dei gas freschi; questi ultimi infatti, funzionando quasi da stantuffo gassoso, scacciano i gas combusti per occuparne il posto. *La fase di lavaggio si svolge a cavallo del P.M.I.*;

durante il suo svolgimento la pressione seguita a diminuire perchè il cilindro è in comunicazione con l'atmosfera e perciò la pressione di alimentazione (nella camera del manovellismo) va gradatamente diminuendo. Quando il cilindro è alimentato da un compressore il condotto di immissione rimane a pressione quasi costante e l'andamento delle pressioni nella fase di lavaggio subisce qualche piccola variante, del resto facilmente intuibile. Talvolta, con tubazioni di scarico piuttosto lunghe, l'inerzia della colonna gassosa provoca un richiamo di gas fre-

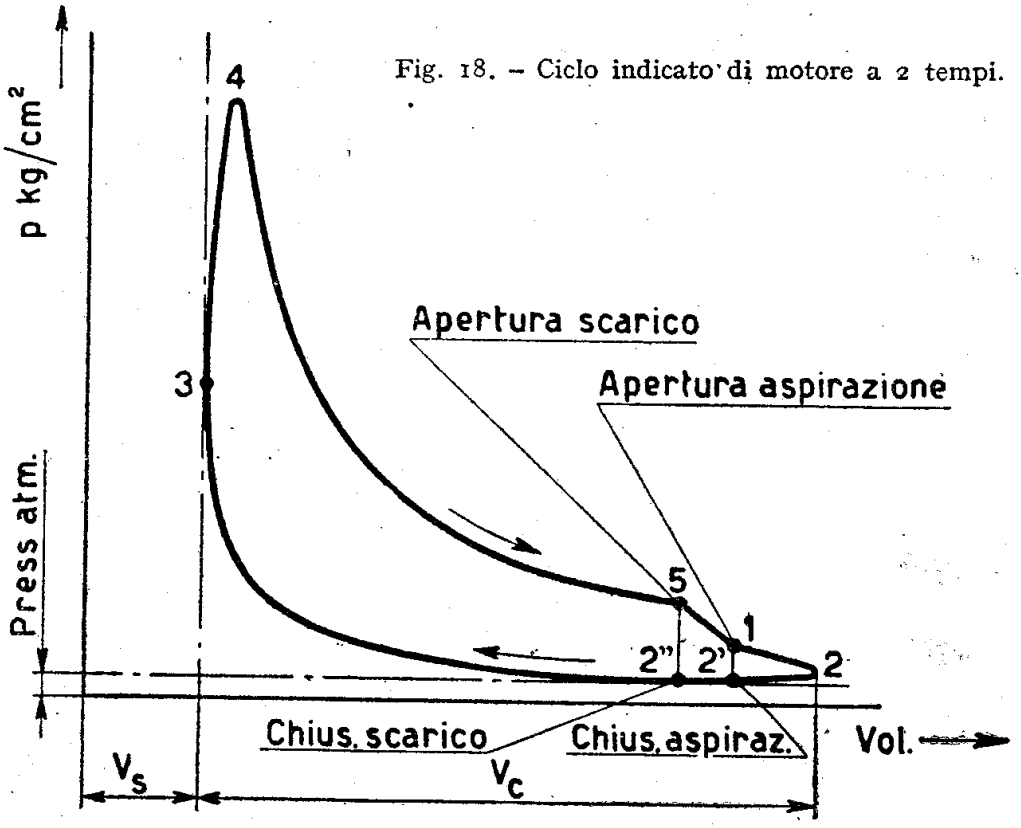


Fig. 18. – Ciclo indicato di motore a 2 tempi.

schi nel periodo finale della fase; per questa ragione, e per il movimento ascendente dello stantuffo, quando in 2′ si richiude la luce di immissione e cessa l'introduzione di gas freschi può continuare lo scarico con perdita anche di gas freschi che non possono più venire rimpiazzati. Vedremo come nei motori Diesel lenti questo inconveniente è eliminato mediante l'adozione di valvole dette *valvole di lavaggio*, disposte nel condotto di immissione. La pressione del cilindro si mantiene quasi costante finchè in 2″ si richiude anche la luce di scarico per dare inizio alla fase di compressione del ciclo successivo. Prima di raggiungere il P.M.S. lo stantuffo lascia libera la luce di entrata del fluido (*B* di fig. 7), il quale penetra così nella camera del manovellismo per effetto della depressione creatasi in essa durante la corsa di ascesa dello stantuffo; in questa camera il fluido viene poi compresso durante la prima fase della corsa successiva.

Anche nel caso di fig. 17 le aree tratteggiate rappresentano lavoro utile e quelle quadrettate lavoro passivo; facciamo però notare che qui non compare, come nel caso del 4 tempi, il lavoro di aspirazione poichè questo fa parte del lavoro speso per la compressione del fluido nella camera del manovellismo o per il funzionamento del compressore.

La fig. 18 rappresenta il ciclo indicato di un motore a 2 tempi senza valvole di lavaggio.

32. *Ciclo indicato previsto.*

La conoscenza del ciclo di un motore serve non solo ad esaminare l'andamento della combustione ed a stabilire di conseguenza se il funzionamento termico è corretto, ma anche a definire il valore delle forze agenti sugli organi del motore; perciò riteniamo interessante dare alcune norme pratiche usate per il tracciamento rapido, e adeguatamente approssimato, del ciclo indicato previsto per l'impostazione dei calcoli di verifica in sede di progetto.

Illustriamo a titolo di esempio il caso dei motori a 4 tempi ad accensione per scintilla (fig. 19).

Conoscendo il diametro, la corsa ed il rapporto di compressione ϱ, si calcolano il volume della camera di compressione, V_c, e quello della cilindrata per cilindro, V_p, e si portano questi due valori, consecutivamente, come ascisse in un diagramma cartesiano. In corrispondenza di dette ascisse si portano come ordinate le pressioni corrispondenti alla fine di ciascuna fase. Per il ciclo Otto in pratica i loro valori vengono fissati nel modo seguente:

p_1 = Pressione di fine aspirazione = 1 kg/cm²;

p_2 = Pressione di fine compressione = $2\,\varrho - 2$;

p_3 = Pressione massima di combustione = $7\,\varrho - 2$ (viene naturalmente considerata quella massima termicamente possibile);

$$p_4 = \text{Pressione di fine espansione} = \frac{p_3}{\varrho^n}$$

Le due politropiche di compressione e di espansione vengono tracciate con la *costruzione di Brauer*.

Si traccia OR formante un angolo α con l'asse delle ascisse e quindi OB formante un angolo β con quello delle ordinate e tale che risulti:

$$\operatorname{tg}\beta = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^n - 1,$$

in cui n = esponente della politropica.

Si proietta il punto 1 (p_2) sui due assi cartesiani, quindi dai punti C_1 e D'_1 si tracciano due rette a 45° con gli assi e dai punti C'_0 e D_0 le ortogonali agli assi stessi: la loro intersezione rappresenta il punto 2 della politropica. Ripetendo la costruzione per il

punto 2 si ottiene il punto 3 e così via. In modo analogo si procede per la curva di espansione.

Tenendo presente quanto si disse riguardo alle differenze fra ciclo ideale e ciclo indicato si comprende perchè sono stati in figura arrotondati i vari tratti terminali delle fasi. In figura sono indicati per ogni punto gli angoli corrispondenti percorsi dalla manovella per lo svolgimento del ciclo.

Il valore di p_1 viene assunto per semplicità pari ad 1 kg/cm² per tutti i cicli e tutte le applicazioni. L'espressione di p_4 più sopra

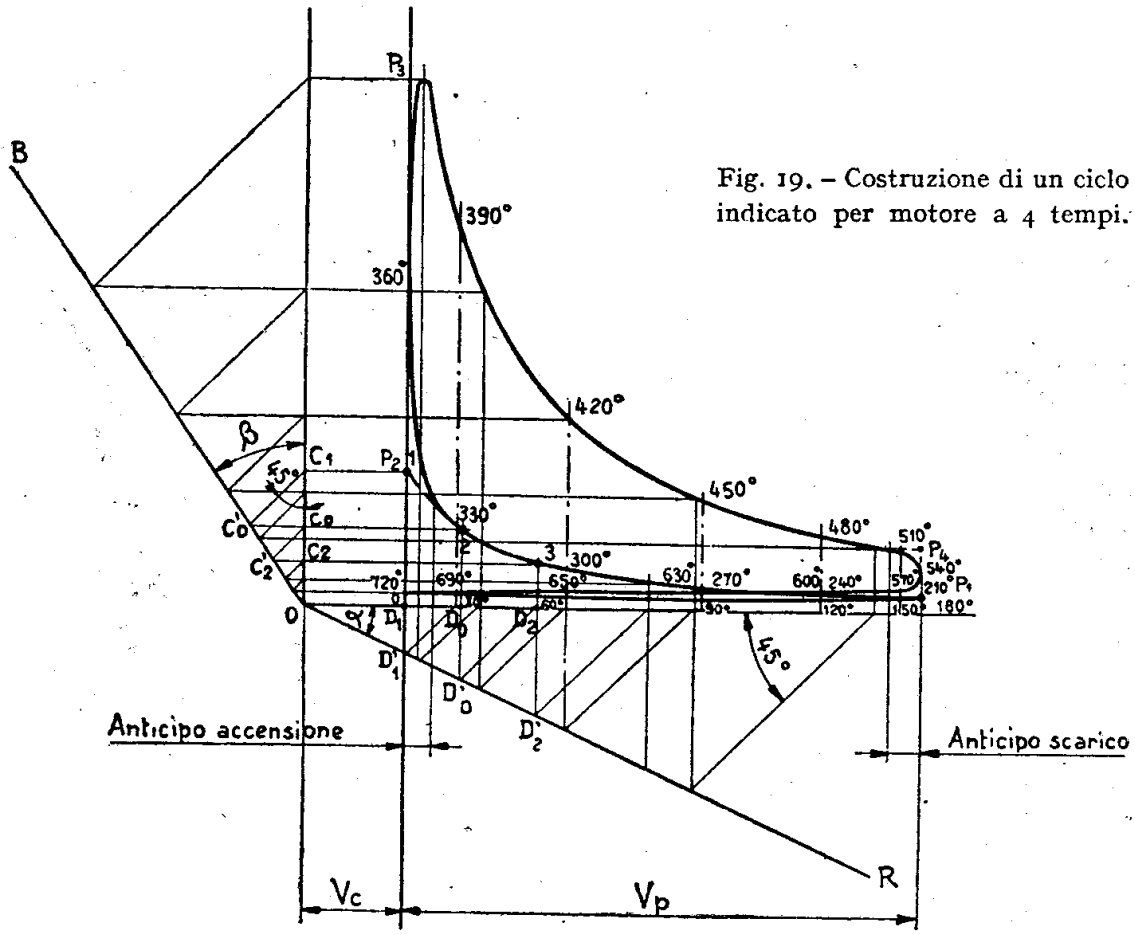


Fig. 19. – Costruzione di un ciclo indicato per motore a 4 tempi.

riportata è anch'essa valida in tutti i casi. Indece non esistono espressioni empiriche, corrispondenti a quelle del ciclo Otto, per le p_2 e le p_3 dei cicli Diesel: i loro valori vanno calcolati secondo le norme e le formule della termodinamica.

Nei motori lenti per installazioni fisse e marine, dato il limitato campo di variazione del rapporto di compressione e la scarsa importanza che detta variazione ha rispetto al valore elevato di questo rapporto, non si traccia il ciclo indicato previsto motore per motore; per il calcolo si parte da un ciclo tipo, normalizzato, derivato da quelli ricavati da motori esistenti a mezzo indicatore.

Dal ciclo indicato previsto così ottenuto si ricavano gli sforzi prodotti dai gas sul perno dello stantuffo (e quindi sugli altri organi del manovellismo motore) moltiplicando i valori delle pressioni per l'area dello stantuffo stesso.

Riportiamo a titolo informativo i dati medi delle pressioni e del rapporto di compressione per i vari cicli e le varie applicazioni:

TABELLA II.

Pressioni: kg/cm²	Aviazione		Autotrazione			Motori fissi e marini	
Fine aspirazione $p_1 = 1$ . .	Otto	Diesel	Otto	Otto (a gas)	Diesel	Otto (a gas)	Diesel
Fine compressione p_2. . .	8–12	30–60	7,5–11	12–14	35–45	10–18	30–40
Max di combustione p_3 . .	30–60	55–100	35–45	40–50	55–70	20–40	60-70
Fine espansione p_4	4,5–5,5	3,5	4–5	4–5	3	3–4	2,5–3,5
Rapporto di compressione	5,5–7,5	12–20	5,5–7,2	7–10	12–20	6–10	12–14

CAPITOLO QUARTO

TRASFORMAZIONE DEL MOTO ALTERNATO IN MOTO ROTATORIO

33. *Movimento dello stantuffo.*

Il moto alternato dello stantuffo viene trasformato in moto rotatorio dell'albero motore generalmente mediante il sistema biella-manovella.

L'occhio superiore della biella viene costretto dallo stantuffo a muoversi di moto rettilineo alternato e la testa della biella a ruotare con il perno di estremità della manovella. Agli effietti del calcolo il movimento rotatorio di questa è considerato, senza errore apprezzabile, uniforme. Nella rappresentazione schematica della fig. 20 si ha:

L = lunghezza della biella;
r = raggio di manovella;
C = corsa dello stantuffo;
α = spostamento angolare della manovella rispetto al P.M.S.;
β = angolo che l'asse della biella forma con quello del cilindro;
x = spostamento dello stantuffo.

Per poter determinare la velocità e l'accelerazione dello stantuffo occorre prima trovare la relazione che passa fra gli spostamenti lineari x dello stantuffo e quelli angolari α della manovella.

Dall'esame della figura si ricava:

1) $$x = r\,(1 - \cos\alpha) + L\,(1 - \cos\beta);$$

ma in questa espressione compare l'angolo β mentre vogliamo esprimere x solo in funzione dell'angolo α.

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \operatorname{sen}^2\beta}$$

Dalla figura si ha:

$$r \operatorname{sen}\alpha = L \operatorname{sen}\beta,$$

per cui:

$$\operatorname{sen}\beta = \frac{r \operatorname{sen}\alpha}{L}$$

e, ponendo $\lambda = \frac{r}{L}$,

2) $$\operatorname{sen} \beta = \lambda \operatorname{sen} \alpha .$$

Questa espressione dà per ogni posizione della manovella l'obliquità della biella.

Per $\alpha = 90^{\circ}$ risulta:

$$\operatorname{sen} \beta = \frac{r}{L} = \lambda;$$

quindi il rapporto λ indica l'obliquità massima della biella.

Ricordando la nota espressione trigonometrica

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \operatorname{sen}^2 \beta}$$

e sostituendo ora in essa a $\operatorname{sen} \beta$ il suo valore dato dalla 2) si ha:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha} .$$

Sostituendo questo valore nella 1) si ottiene l'espressione dello spostamento dello stantuffo in funzione dell'angolo percorso dalla manovella:

$$x = r\,(1 - \cos \alpha) + L\,(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}) .$$

Se la biella avesse lunghezza infinita essa si sposterebbe mantenendosi sempre parallela a se stessa $(\lambda = 0)$ per cui si avrebbe:

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

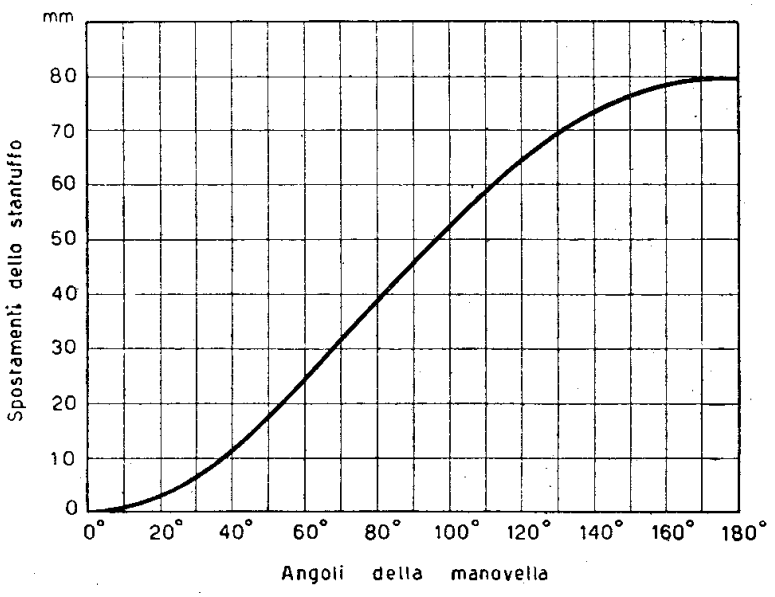


Fig. 21. – Diagramma degli spostamenti dello stantuffo.

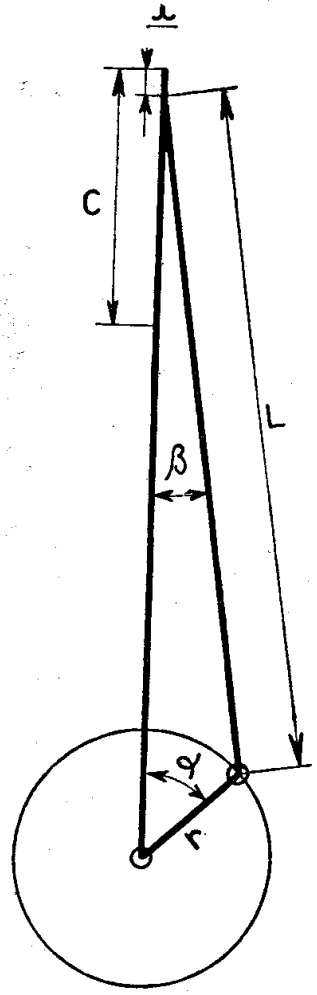


Fig. 20. – Manovellismo.

Per dare un'idea più precisa dell'andamento degli spostamenti dello stantuffo in funzione dell'angolo di rotazione della manovella abbiamo tracciato il diagramma riportato in fig. 21 per il calcolo del quale si è scelto:

$r = 40$ mm

ed $L = 150$ mm.

Dal diagramma si osserva che, per lo spostamento angola-

re della manovella $\alpha = 90^\circ$ lo stantuffo fa uno spostamento maggiore della metà della corsa, e ciò significa che impiega a percorrere la prima metà della corsa un tempo minore che a percorrere la seconda.

34. Velocità dello stantuffo.

La velocità dello stantuffo non è dunque uniforme: in un dato istante, percorrendo lo stantuffo un tratto infinitesimale di corsa dx in un tempuscolo dt, la velocità è data da $V = dx/dt$, cioè dalla derivata rispetto al tempo dell'espressione trovata precedentemente:

$$x = r\,(1 - \cos\alpha) + L\,(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2\alpha})$$

che può anche essere scritta, dividendo e moltiplicando per r, nel modo seguente:

$$x = r\left[(1 - \cos\alpha) + \frac{1}{\lambda}\,(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2\alpha})\right].$$

Derivando si ha:

$$V = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = r\left(\operatorname{sen}\alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\lambda^2 \cdot 2 \operatorname{sen}\alpha \cos\alpha}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2\alpha}}\right)\omega$$

in cui $\omega = \dfrac{d\alpha}{dt}$ è, come è noto, la velocità angolare.

Trascurando il termine $\lambda^2 \operatorname{sen}^2\alpha$ il termine $\sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2\alpha}$ può essere in pratica assunto $= 1$, per cui l'espressione precedente diventa $V = \omega\, r\,(\operatorname{sen}\alpha + \lambda \operatorname{sen}\alpha \cos\alpha)$ e ricordando che

$$\operatorname{sen}\alpha \cos\alpha = \frac{\operatorname{sen} 2\alpha}{2},$$

si ottiene:

$$V = \omega\, r\left(\operatorname{sen}\alpha + \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2\alpha\right);$$

e poichè

$$\omega = \frac{2\pi n}{60},$$

$$V = \frac{\pi n}{30}\, r\left(\operatorname{sen}\alpha + \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2\alpha\right).$$

Esprimendo r e L in mm e V in m/s, si ha:

$$V = \frac{\pi n}{30000}\, r\left(\operatorname{sen}\alpha + \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2\alpha\right).$$

Nel caso virtuale della biella a lunghezza infinita ($\lambda = 0$) è:

$$V = \omega r \operatorname{sen} \alpha = \frac{\pi n}{30000} r \operatorname{sen} \alpha .$$

Conoscendo il numero di giri n compiuto dal motore al minuto primo, si può così determinare la velocità istantanea dello stantuffo corrispondente ad una posizione qualunque della manovella.

Il diagramma delle velocità dello stantuffo anzichè per via analitica, viene generalmente tracciato per via grafica con un procedimento pratico e spedito.

Questo procedimento è basato sul principio della meccanica razionale secondo il quale il movimento di una figura piana nel suo piano

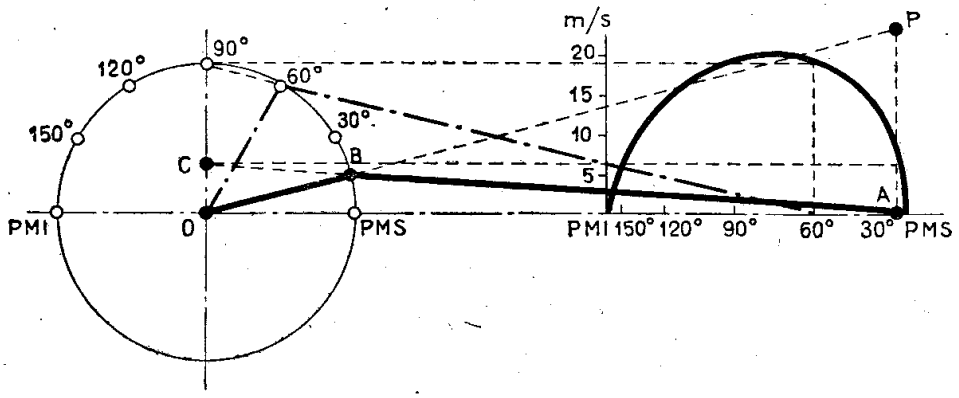


Fig. 22. – Costruzione del diagramma delle velocità dello stantuffo.

si riduce in ogni istante ad una rotazione intorno ad un punto ideale detto *centro istantaneo di rotazione*. Prendendo in considerazione il moto della biella si trova in ciascun istante il centro istantaneo di rotazione come punto d'incontro P delle normali alle traiettorie descritte dai 2 punti estremi A e B (fig. 22); cioè come punto d'incontro della normale per A all'asse del cilindro e del raggio passante per il centro del bottone di manovella B. La velocità di A e quella B sono proporzionali ai segmenti PA e PB perchè entrambi ruotano intorno a P con la medesima velocità angolare.

Confrontando i triangoli simili BAP e BCO si ha:

$$OC : OB = AP : PB$$

e, poichè i segmenti AP e BP sono proporzionali alle velocità istantanee V_A e V_B dei punti A e B:

$$OC : OB = V_A : V_B .$$

Fissata una scala del disegno tale che il segmento OB esprima la velocità periferica V_B del bottone di manovella, la misura del segmento OC dà il valore della velocità istantanea dello stantuffo nel punto A. Riportando sulle diverse posizioni dello stantuffo il corri-

spondente segmento delimitato al punto di intersezione dell'asse della biella con il raggio perpendicolare all'asse del cilindro, si ricava il diagramma della velocità di stantuffo.

La fig. 22 riporta il diagramma della velocità dello stantuffo per un motore avente le seguenti caratteristiche:

$$C = 2r = 80 \text{ mm} \quad L = 150 \text{ mm} \quad \lambda = \frac{r}{L} = 0{,}266 \quad n = 4400 \text{ giri/mm}.$$

Dal diagramma si rileva che la velocità massima si ha per un angolo a minore di 90°; come può facilmente essere dimostrato, tale angolo corrisponde con buona approssimazione all'istante in cui la biella è perpendicolare alla manovella.

Come vedremo, è importantissima per la determinazione delle condizioni di funzionamento dei motori la **velocità media di stantuffo.** Per ogni giro della manovella lo stantuffo percorre uno spazio uguale a due volte la corsa; se n sono i giri/min del motore, il valore della velocità media di stantuffo è data da:

$$V_m = \frac{2Cn}{60} = \frac{Cn}{30}.$$

Siccome si esprime normalmente la corsa in mm e la velocità in m/s l'espressione diventa:

$$V_m = \frac{2Cn}{60 \times 1000} = \frac{Cn}{30000}.$$

Per $n = 3000$ giri/min la corsa, letta in cm, esprime la velocità media di stantuffo in m/s.

35. *Accelerazione dello stantuffo.*

Abbiamo visto che la velocità dello stantuffo varia durante il ciclo secondo la legge espressa da:

$$V = \omega r \left(\operatorname{sen} \alpha + \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2\alpha\right).$$

Ne risulta che le masse dotate di moto alternato sono soggette ad una accelerazione che varia durante il ciclo. Sappiamo che il valore dell'accelerazione è dato dalla derivata della velocità rispetto al tempo:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2}$$

e cioè da:

$$a = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha).$$

Per il caso ideale della biella di lunghezza infinita:

$$a = \omega^2 r \cos \alpha.$$

L'accelerazione ha il suo valore max positivo al P.M.S. ($\alpha = 0^o$) poichè, essendo $\cos \alpha = 1$ e $\cos 2\alpha = 1$, si ha:

$$a = \omega^2 r (1 + \lambda)$$

ed il suo valore massimo negativo al P.M.I. ($\alpha = 180^o$) poichè, essendo $\cos \alpha = -1$ e $\cos 2\alpha = 1$, si ottiene:

$$a = -\omega^2 r (1 - \lambda).$$

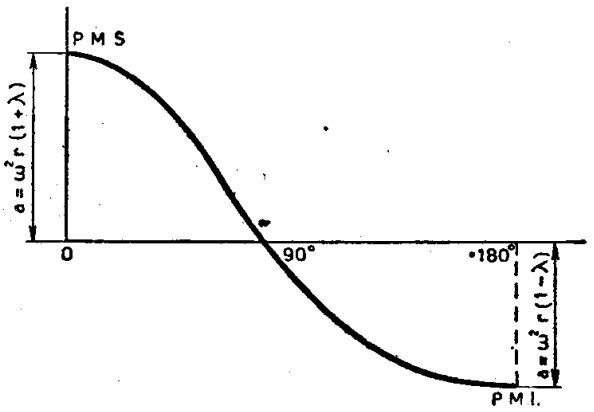


Fig. 23. – Diagramma delle accelerazioni dello stantuffo

Il valore dell'accelerazione si annulla quando è massima la velocità dello stantuffo.

La fig. 23 rappresenta il diagramma che dà i valori delle accelerazioni durante mezzo giro della manovella.

36. *Biellismi particolari.*

Per motori pluricilindrici con cilindri disposti a V, o su più file, o radiali (stellari) sorge il problema di comandare con una stessa manovella due o più bielle: gli schemi che ne derivano sono quelli della fig. 24 *a, b, c.* Il primo illustra la soluzione più logica e corretta in cui *le bielle sono montate sullo stesso bottone di manovella,* nel caso di un motore a V. Ma quando i cilindri complanari sono più di due diventa sempre più difficile realizzare questa disposizione. Si ricorre allora (fig. 24 *b*) ad un'altra soluzione (detta sistema a *biella madre e biellette*) basata sul principio di articolare una o più bielle secondarie (biellette) su perni eccentrici facenti parte della testa d'una biella principale cinematicamente normale (biella madre).

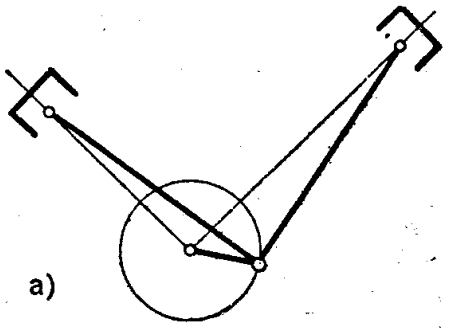


Fig. 24. – Manovellismo di motore a V.

Ambedue i sistemi vengono usati pei i motori a V mentre per i motori stellari od a più file di cilindri è applicato, come vedremo, il tipo a biella e biellette. Il primo sistema è equivalente a quello del biellismo normale e quindi per ora non lo descriviamo nelle sue forme ed applicazioni; tratteremo invece brevemente del tipo a *biella madre* e *bielletta.*

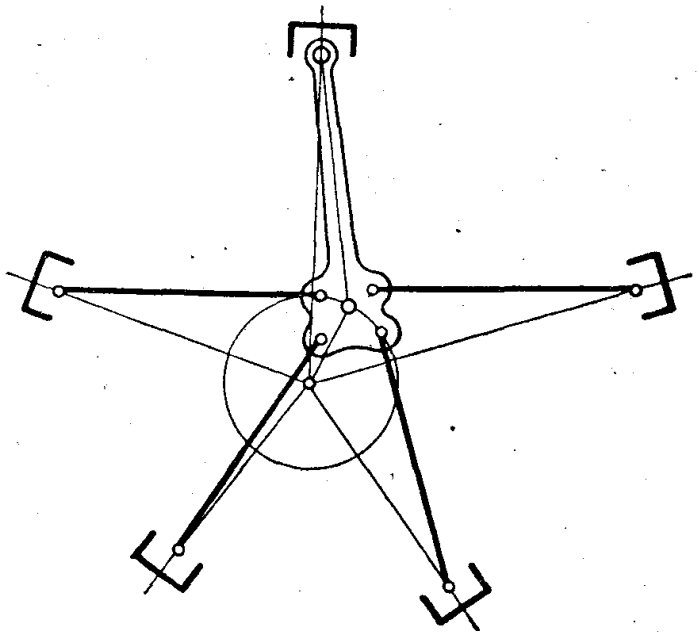


Fig. 24. – Manovellismo di motori stellari.

Senza entrare nella trattazione cinematica che è piuttosto complessa e si risolve in pratica più agevolmente per via grafica, ci limitiamo a far notare che l'obliquità della biella madre rende le traiettorie dei perni eccentrici, sui cui sono articolate le biellette, diverse da quelle del bottone di manovella; quindi i moti, le corse e, in conseguenza, anche i rapporti di compressione dei vari cilindri (o delle varie file) risultano leggermente diversi. Ciò è reso comprensibile dalla fig. 25 che rappresenta questo tipo di biellismo per un motore a V; è stata tratteggiata la traiettoria del piede della bielletta.

Nonostante questi inconvenienti cinematici, che però sono lievi e possono essere resi trascurabili facendo gli angoli fra i raggi di articolazione pari a quelli fra gli assi cilindri, questa forma di biellismo è ormai generalizzata nei motori d'aviazione stellari.

37. *Masse dotate di moto alternato e masse rotanti.*

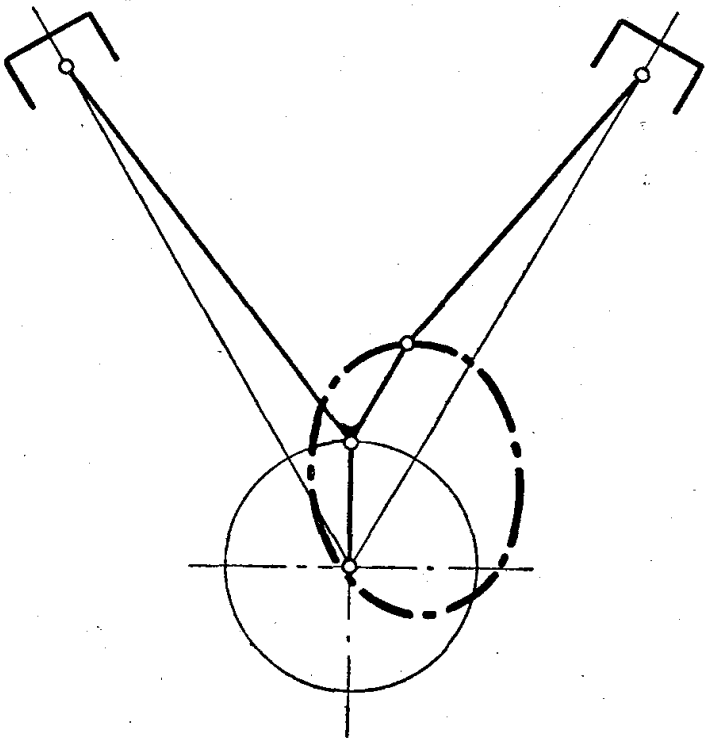


Fig. 25. – Traiettoria del perno bielletta di un motore a V.

Conoscendo le leggi che regolano il moto degli organi componenti il manovellismo è facile ricavare, in relazione ai loro pesi, le forze che dal movimento stesso sono generate. Infatti le *parti dotate di moto alternato sono soggette a forze d'inerzia* calcolabili per mezzo della formula generale $F = -ma$ in cui $m = P/g$ è la massa e a l'accelerazione, mentre le *parti connesse alla manovella e rotanti con essa sono soggette alla forza centrifuga* data da $F_c = m\,\omega^2\,r$ in cui ω è la velocità angolare.

Prima di procedere nello studio è necessario chiarire, agli effetti della determinazione del valore delle masse da considerare nei calcoli, quali sono le parti dotate di moto alternato e quali quelle rotanti.

Non esiste alcun dubbio per quanto riguarda lo stantuffo e le parti ad esso direttamente applicate, mentre ne possono sorgere quando si considera la biella.

La biella porta un occhio a ciascuna estremità per l'articolazione da una parte con lo stantuffo e dall'altra con il perno della manovella: in ogni occhio è sistemato un cuscinetto che agli effetti del peso consideriamo come parte integrale della biella. L'estremità unita allo stantuffo (*piede di biella*) partecipa al moto alternato mentre quella articolata sull'albero (*testa di biella*) partecipa al movimento di rotazione dell'albero.

Per quanto riguarda il fusto della biella è buona norma, nel caso di bielle comuni, conglobare un terzo del suo peso con la testa e gli altri due terzi con il piede, trascurando la coppia d'inerzia della biella.

Si considerano quindi (con approssimazione più che sufficiente) *concentrate sull'asse del perno dello stantuffo e dotate di moto alternato* le masse delle seguenti parti:

1°) stantuffo completo con dispositivi di tenuta;
2°) perno dello stantuffo e parti annesse;
3°) piede della biella e 2/3 del fusto;
4°) stelo completo e testa a croce (quando esistono).

Fra le *masse dotate di moto rotatorio interessanti le forze centrifughe* si considerano *concentrate sull'asse del perno di manovella* quelle delle seguenti parti:

1°) perno di manovella;
2°) testa di biella (completa di cappello, cuscinetto, bulloni, dadi ecc.) ed 1/3 del fusto.

Sono inoltre da considerare come parti generanti forze centrifughe i bracci di manovella e gli eventuali contrappesi; per comodità di calcolo esse possono venire considerate pure concentrate sull'asse del perno di manovella (1).

Come vedremo, le forze alterne e le forze centrifughe interessano lo studio dell'equilibramento del motore.

Le alterne, essendo costantemente dirette secondo l'asse del cilindro

---

(1) *Riduzione delle masse ad uno stesso raggio.* – Per comodità di confronto e di calcolo le masse centrifughe possono venire ridotte tutte allo stesso raggio (normalmente quello di manovella) modificandole in modo che le forze centrifughe $m\,\omega^2 r$ da esse generate, e quindi i momenti statici $m\,r$, non variino. Se i diversi momenti statici sono $m_1 r_1$, $m_2 r_2$ ... ecc., *le masse ridotte al raggio di manovella* r valgono:

$$m_1' = m_1 \frac{r_1}{r} \; ; \; m_2' = m_2 \frac{r_2}{r} \; ; \; \ldots \text{ ecc.}$$

Le nuove masse m_1', m_2' ... sono esse stesse la misura dei diversi momenti statici e quindi delle diverse forze centrifughe.

agiscono sul manovellismo in modo analogo alle pressioni dei gas ed intervengono quindi a modificare le azioni di questi; esse vanno perciò prese in considerazione nello studio che stiamo per fare del diagramma delle forze attive risultanti, per la giusta determinazione dei valori istantanei dei carichi sui cuscinetti di biella e di banco e della coppia motrice. Per questa loro caratteristica e per comodità di calcolo si usa spesso valutarle come pressioni agenti sulla testa dello stantuffo.

Al contrario le forze centrifughe, dato che passano costantemente per il centro di rotazione, non influiscono sul valore della coppia motrice.

Agli effetti del calcolo degli organi ogni forza, centrifuga od alterna, deve essere evidentemente applicata alla massa che la genera; così sul perno dello stantuffo agisce la sola forza alterna dello stantuffo, sul cuscinetto della testa di biella agiscono tutte le forze alterne e la forza centrifuga generata dalla testa di biella e da 1/3 del fusto, sul cuscinetto di banco tutte le forze alterne e tutte le forze centrifughe.

38. *Forze alterne d'inerzia.*

Nella relazione generale

$$F = -m\,a = -\frac{P}{g}\,a$$

sostituendo a P e ad a i valori che competono alle masse dotate di moto alternato, possiamo ricavare la forza d'inerzia dovuta alle masse alterne:

$$F = -m\,\omega^2\,r\,(\cos\alpha + \lambda\cos 2\,\alpha)\,.\,(^1)$$

In questa espressione il fattore fra parentesi è formato di due termini, e cioè $\cos\alpha$ e $\lambda\cos 2\,\alpha$, che esprimono ciascuno una funzione sinusoidale. Disegnando le curve che esprimono le variazioni del loro valore (fig. 26), si trova, come del resto si può dedurre dalle loro espressioni matematiche che il secondo termine ha una frequenza doppia del primo, il che significa che in un dato

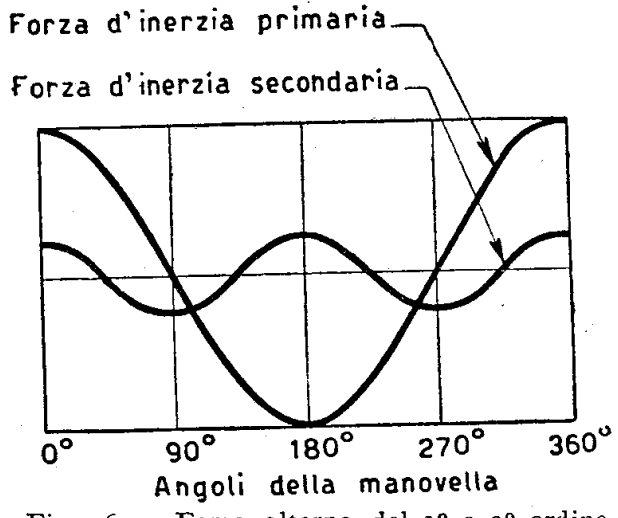


Fig. 26. – Forze alterne del 1° e 2° ordine.

(1) Come si vede anche le forze *alterne* d'inerzia hanno un'espressione del tipo $F = f\,(m\,\omega^2\,r)$ come le forze centrifughe; cosa del resto prevedibile perchè ambedue sono forze d'inerzia che traggono origine, in sostanza, da un moto rotatorio. Questo fatto non deve però generare confusione fra le due forze d'inerzia (alterne e rotanti).

tempo assume il valore zero e il suo valore massimo un numero di volte doppio di quello del primo termine.

L'espressione $m\,\omega^2\,r\cos\alpha$ è definita **forza alterna d'inerzia del primo ordine** e rappresenta tutta la forza d'inerzia nel caso immaginario di biella avente lunghezza infinita. Il 2° termine $m\,\omega^2\,r\,\lambda\cos 2\,\alpha$ è chiamato **forza alterna d'inerzia del secondo ordine.**

Le forze alterne d'inerzia sono fra le più importanti cause di vibrazioni dei motori e vedremo in seguito come può essere neutralizzato, completamente o in parte, questo loro effetto nocivo.

39. Diagramma delle forze risultanti.

Applicando le formule di cui ai precedenti paragrafi, si calcolano gli sforzi generati sul perno dello stantuffo dalla pressione del fluido attivo e dai pesi delle masse alterne; vediamo ora come si ricavano i valori delle forze risultanti dalla loro composizione.

Si può subito osservare che all'inizio della corsa di espansione la forza alterna d'inerzia si oppone a quella dovuta alla pressione del gas, per cui materialmente si riduce l'urto trasmesso dallo stantuffo alla biella ed all'albero a gomito durante la combustione, specie quando il motore gira a considerevole velocità (fig. 27).

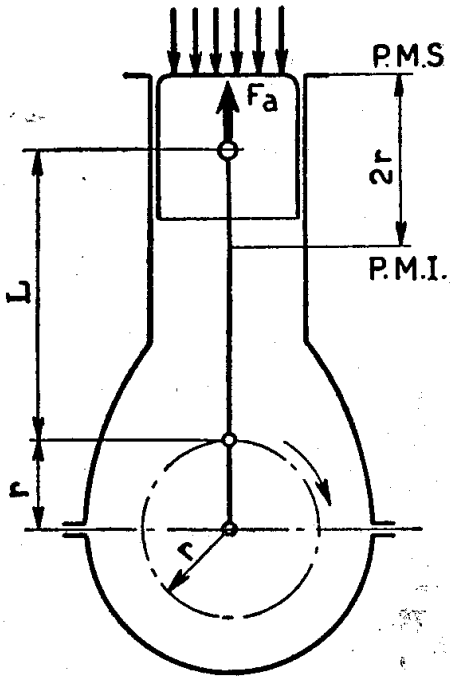


Fig. 27. – Orientamento delle forze al P. M. S.

Il diagramma degli sforzi risultanti si ottiene sviluppando in coordinate cartesiane il diagramma indicato e quello delle forze alterne ed eseguendone la composizione. Descriviamo il procedimento per un ciclo Otto (a 4 tempi).

Il diagramma indicato può essere disegnato secondo il metodo descritto nel capitolo precedente; quello delle forze alterne secondo il metodo seguente:

— Si traccia prima il *diagramma delle accelerazioni dello stantuffo* che, in modo non del tutto esatto ma sufficientemente preciso, si può ottenere col procedimento che qui descriviamo. Su di un sistema di assi cartesiani si portano come ascisse i valori della corsa e come ordinate quelli delle accelerazioni. In corrispondenza dei punti morti le ordinate sono:

$$\text{per il P.M.S.: } a = \omega^2\,r\,(1+\lambda)\,,$$
$$\text{per il P.M.I.: } a = -\,\omega^2\,r\,(1-\lambda)\,.$$

Dall'origine degli assi (fig. 28) si porta come ascissa un segmento proporzionale a $\frac{C}{2} + \lambda r$ e, in corrispondenza, l'ordinata $-3 r \omega^2 \lambda$ ottenendo così il punto P. Congiungendo P con A e con B si determinano i due segmenti AP e BP. Il diagramma delle accelerazioni è rappresentato da un arco di parabola tangente ai detti segmenti: con un sistema qualunque, ad es. quello della fig. 28, risulta facile eseguirne il tracciamento.

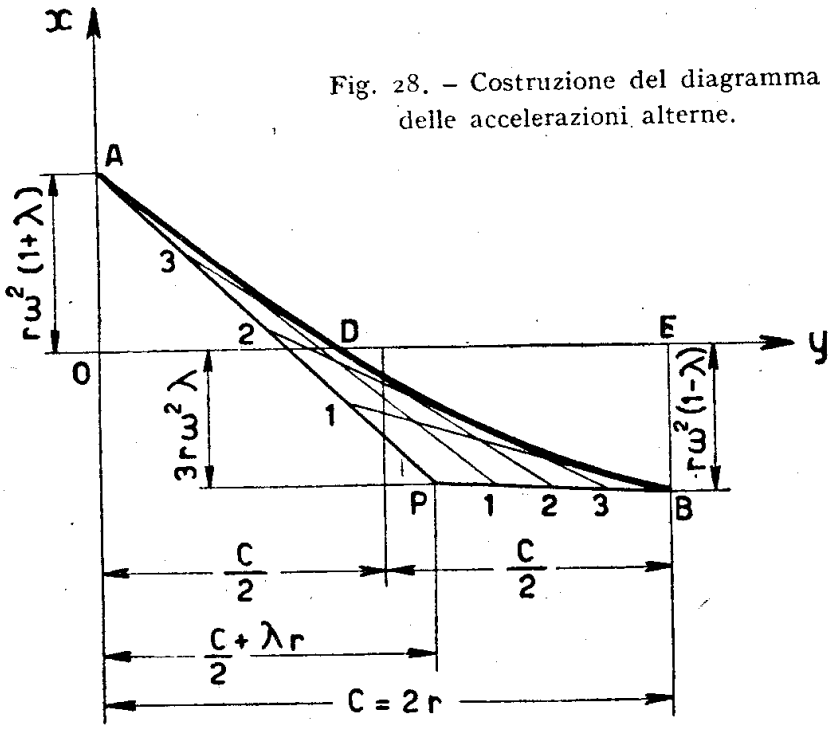


Fig. 28. – Costruzione del diagramma delle accelerazioni alterne.

Moltiplicando tutte le ordinate del diagramma così ottenuto per il valore della massa delle parti alterne e cambiando segno si ottiene il *diagramma delle forze alterne.*

L'area del diagramma rappresenta il lavoro compiuto dalle forze d'inerzia. È ovvio che questo lavoro è nullo per ogni mezzo giro di manovella, per cui le aree OAD e BED sono equivalenti.

In fig. 29 sono riportati i diagrammi delle accelerazioni e delle forze alterne (1).

In pratica si disegna il diagramma delle accelerazioni in scala opportuna e *cambiato di segno* sullo stesso sistema di assi cartesiani su cui si era precedentemente tracciato il diagramma indicato.

---

(1) Occorre notare che i diagrammi delle accelerazioni e delle forze alterne di inerzia delle figg. 28 e 29 hanno per ascisse gli spostamenti dello stantuffo, come si è fatto per il ciclo indicato, e non gli angoli. È chiaro che ad uniformi intervalli angolari non corrispondono uniformi spostamenti degli stantuffi e che quindi le curve tracciate in funzione della corsa presentano valori intermedi diversi da quelli delle curve in funzione degli angoli (cfr. il diagramma delle accelerazioni di fig. 23 con quelli attuali).

Nel diagramma risultante dalla composizione dei due così disegnati le forze che si oppongono al movimento dello stantuffo sono considerate come negative (e portate sotto all'asse delle ascisse) mentre quelle di-

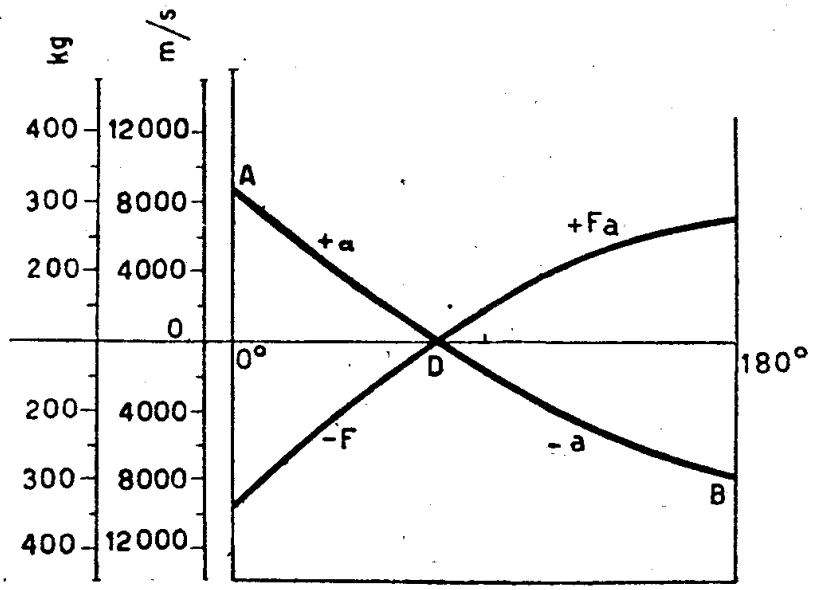


Fig. 29. – Accelerazioni e forze alterne.

rette secondo il movimento dello stantuffo sono considerate positive (e portate sopra l'asse delle ascisse).

Il diagramma sviluppato in fig. 30 si riferisce ad un motore a carburazione a 4 tempi; la linea a tratto e punto indica il diagramma indicato sviluppato, la

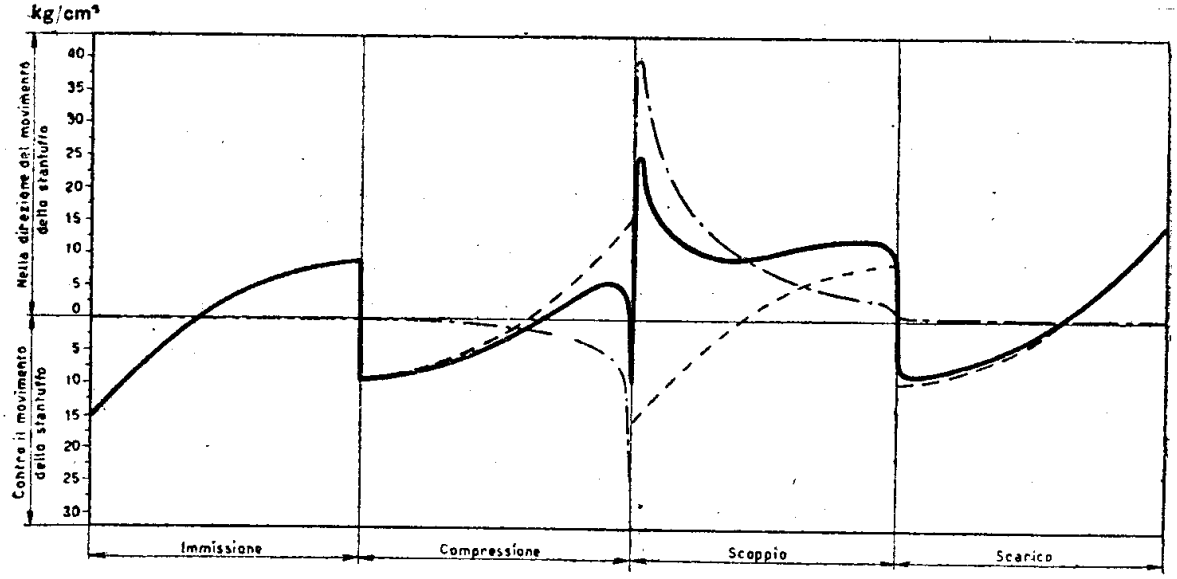


Fig. 30. – Diagramma risultante.

linea tratteggiata il diagramma delle forze d'inerzia, ed infine la linea continua il diagramma risultante. Nella prima corsa, quella di aspirazione, si può ritenere che agisca unicamente la forza d'inerzia delle masse alterne in quanto la forza

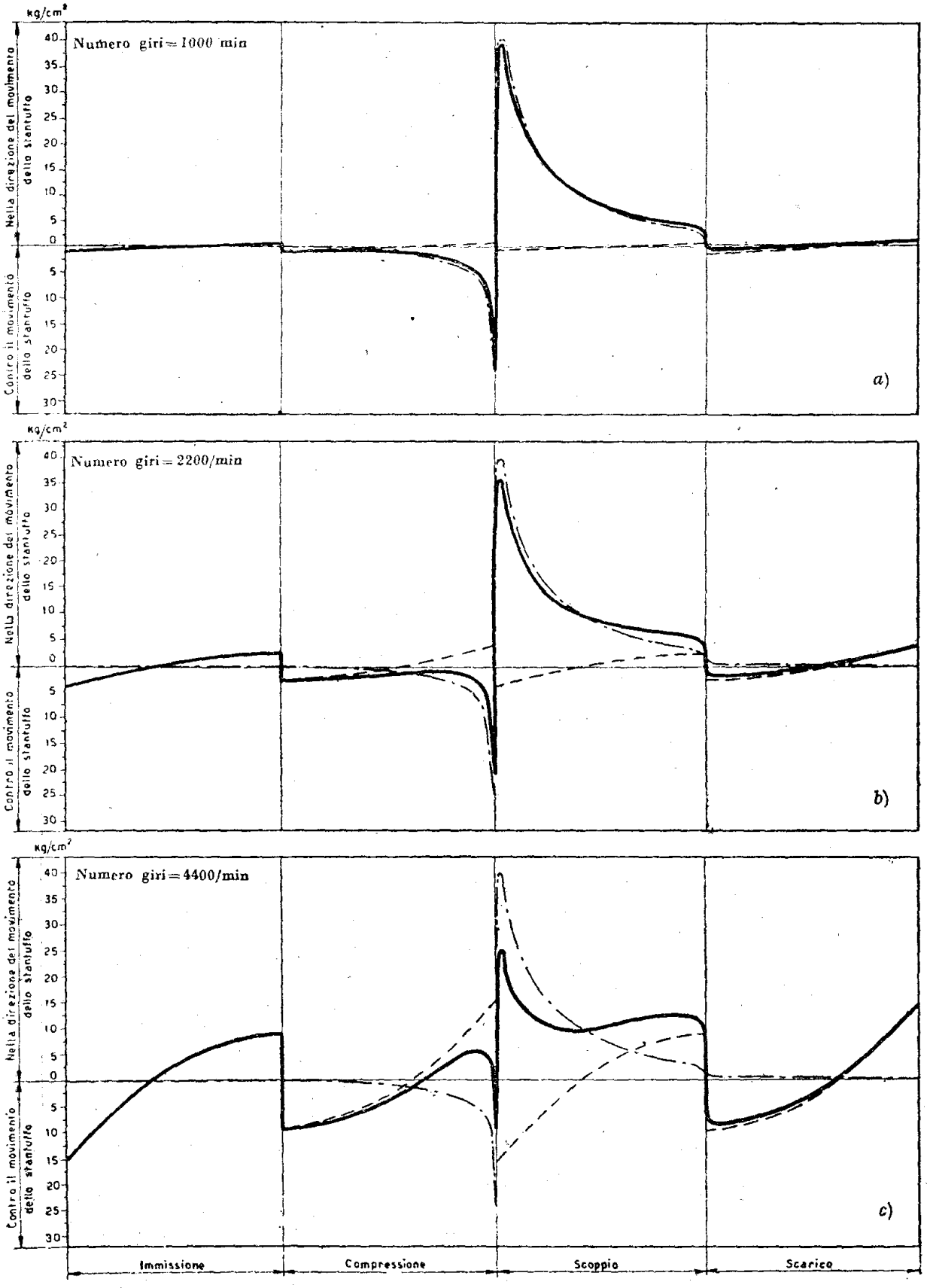


Fig. 31. – Influenza delle variazioni di regime sul diagramma risultante.

dovuta alla leggera depressione che si crea nel cilindro è di entità trascurabile. Nella seconda corsa, muovendosi lo stantuffo dal basso verso l'alto, il diagramma delle forze d'inerzia si inverte e la pressione dovuta alla compressione si oppone evidentemente al movimento dello stantuffo. Nella prima parte della corsa di espansione, come si è già detto, la forza d'inerzia si oppone alla pressione di combustione. Nella corsa di scarico il cilindro è in comunicazione con l'esterno, i gas combusti non offrono alcuna resistenza al movimento dello stantuffo e perciò sulla manovella agisce solo la forza d'inerzia.

Allo scopo di mettere in evidenza l'importanza che le forze d'inerzia hanno ai diversi regimi di funzionamento sono stati tracciati in fig. 31 i diagrammi risultanti corrispondenti ai regimi di 1000, 2200, 4400 giri dell'albero per un motore d'autovettura, con il diagramma indicato considerato costante.

Dall'esame della figura si osserva che a *basso regime* (*a*) prevalgono le forze definite dal diagramma indicato; a *medio regime* (*b*) le forze d'inerzia cominciano ad essere sensibili, riducendo leggermente le sollecitazioni dovute alle pressioni massime del ciclo; alle *alte velocità* (*c*) le forze d'inerzia assumono sempre maggiore importanza, regolarizzando il diagramma indicato ed abbassando il valore del carico massimo sui cuscinetti, ma aumentando notevolmente il carico medio.

È da notare poi che per motori pesanti e veloci (come ad esempio vecchi motori da corsa) agli altissimi regimi le forze d'inerzia prendono il sopravvento ed hanno importanza preponderante sulla forma del diagramma risultante, specie nelle fasi non attive, rendendolo addirittura più irregolare.

Ne consegue che nei motori di grandi dimensioni, in cui le parti dotate di moto alternato sono notevolmente pesanti, le velocità di rotazione non possono assumere valori molto elevati e che nei motori veloci il peso delle masse alterne deve essere tanto minore quanto più alto è il regime, compatibilmente con le sollecitazioni del materiale.

40. *Diagramma della coppia motrice.*

La forza totale F che in un dato istante agisce sullo stantuffo (fig. 32) ha come componente utile lungo l'asse della biella la forza F_b.

L'altra componente N normale all'asse del cilindro crea una spinta laterale sullo stantuffo e perciò una resistenza d'attrito al moto di questo, causando una perdita di potenza tanto maggiore quanto maggiore è l'obliquità della biella. La coppia motrice o momento motore M_t è espressa dal prodotto della forza F_b per il suo braccio d e cioè, poichè

$$F_b = \frac{F}{\cos\beta}, \text{ si ha che } M_t = d\,\frac{F}{\cos\beta}.$$

Volendo è possibile esprimere il valore

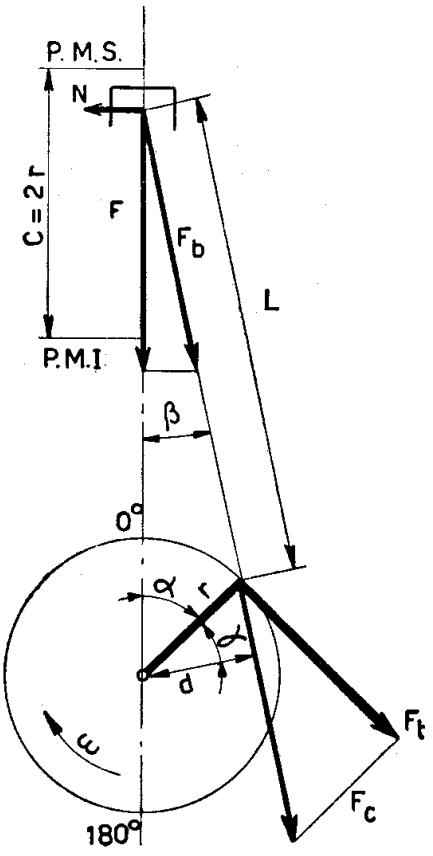


Fig. 32. – Forze agenti sul manovellismo.

di M_t in funzione dell'angolo α percorso dalla manovella, ma il procedimento è lungo; è metodo più semplice e normalmente seguito quello di decomporre la forza F_b nelle due componenti: F_c radiale ed F_t tangenziale. Evidentemente la prima non dà momento; la seconda invece dà, in funzione dell'angolo α, le variazioni degli sforzi tangenziali e quindi, a meno della costante r, il valore della coppia motrice.

Il valore della F_t è espresso dalla:

$$F_t = F_b \cos \gamma = F_b \cos [90 - (\alpha + \beta)] = F_b \operatorname{sen} (\alpha + \beta) ;$$

e poichè:

$$F_b = \frac{F}{\cos \beta} ,$$

si ottiene:

$$F_t = \frac{F \operatorname{sen} (\alpha + \beta)}{\cos \beta} = \frac{F (\operatorname{sen} \alpha \cos \beta + \cos \alpha \operatorname{sen} \beta)}{\cos \beta} = F \left(\operatorname{sen} \alpha + \frac{\cos \alpha \operatorname{sen} \beta}{\cos \beta} \right)$$

Ma essendo noto che:

$$\frac{L}{\operatorname{sen} \alpha} = \frac{r}{\operatorname{sen} \beta}$$

da cui:

$$\operatorname{sen} \beta = \lambda \operatorname{sen} \alpha ,$$

si ha:

$$F_t = F \left(\operatorname{sen} \alpha + \lambda \frac{\operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{\cos \beta} \right) ;$$

ed essendo inoltre:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha} ,$$

si ottiene finalmente:

$$F_t = F \left(\operatorname{sen} \alpha + \lambda \frac{\operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}} \right).$$

Ponendo uguale ad 1 il termine sotto radice (ciò che è lecito dato il piccolo valore di λ) si ha:

$$F_t = F \left(\operatorname{sen} \alpha + \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2 \alpha \right)$$

e quindi:

$$M_t = F r \left(\operatorname{sen} \alpha + \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2 \alpha \right).$$

In questo modo, oppure ripetendo la costruzione grafica di figura, è facile tracciare per diversi valori di α (ad es. di 15 in 15 gradi) il diagramma della coppia motrice. Il valore di M_t evidentemente si annulla per $\alpha = 0^o$ ed $\alpha = 180^o$, dato che non si ha componente tangenziale.

La fig. 33 riporta il diagramma della coppia motrice per un motore monocilindrico a 4 tempi illustrando chiaramente la sua forma pulsante (del resto già messa in evidenza dalle espressioni analitiche corrispondenti) che può essere causa di irregolarità di marcia e di vibrazioni del motore. La somma algebrica delle aree positive e negative del diagramma rappresenta il lavoro motore compiuto in un ciclo; uguagliandone l'area a quella di un rettangolo avente la stessa ascissa come base

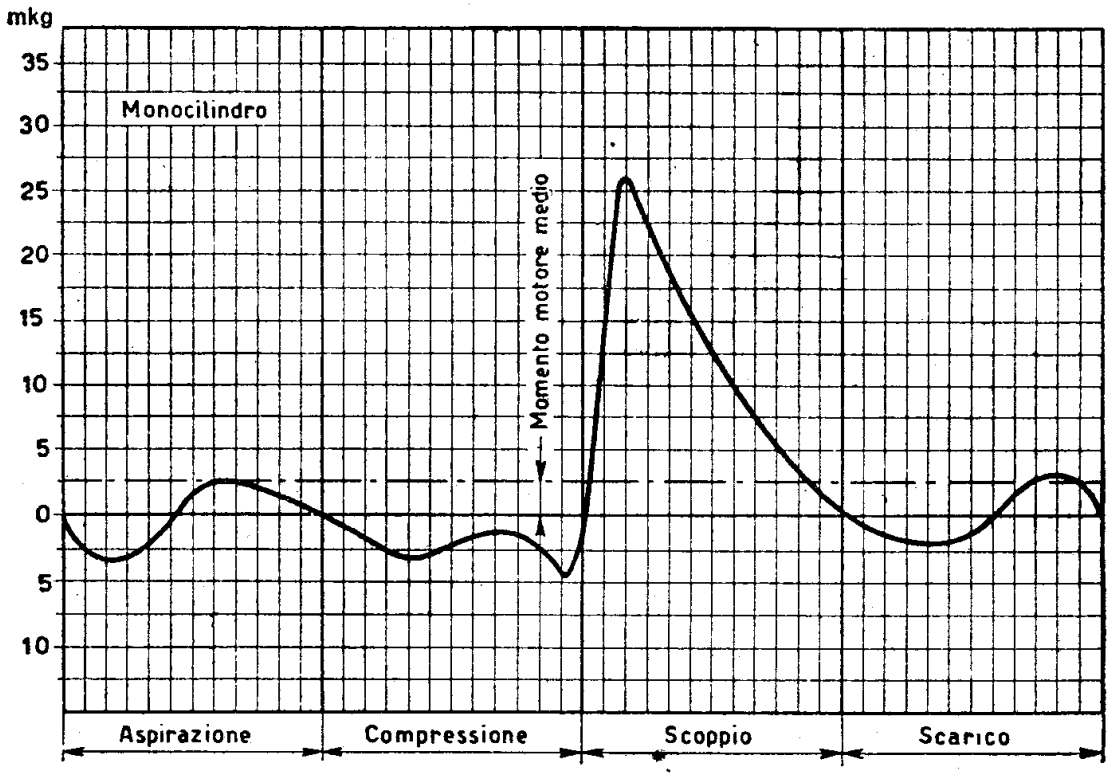


Fig. 33 – Diagramma della coppia motrice per un monocilindro.

(2 giri = 4 corse = 720° nel caso di figura) l'altezza corrispondente rappresenta il valore medio della coppia motrice (*momento motore medio*).

Risulta evidente che nel motore monocilindrico a 4 tempi, avendosi una sola fase utile ogni due giri, il valore dell'ordinata massima è molto maggiore di quello dell'ordinata media.

41. Ripartizione dei cicli nei motori pluricilindrici.

Nel caso dei motori pluricilindrici, per regolarizzare al massimo la coppia motrice e rendere quindi più uniforme il moto dell'albero a gomiti e meno vibratoria la marcia del motore, si fa in modo che i cicli dei vari cilindri si succedano ad uguali intervalli angolari: ciò si ottiene sfasando fra loro le manovelle dell'albero a gomiti in modo che quelle corrispondenti a due cicli consecutivi si trovino sfalsate di un

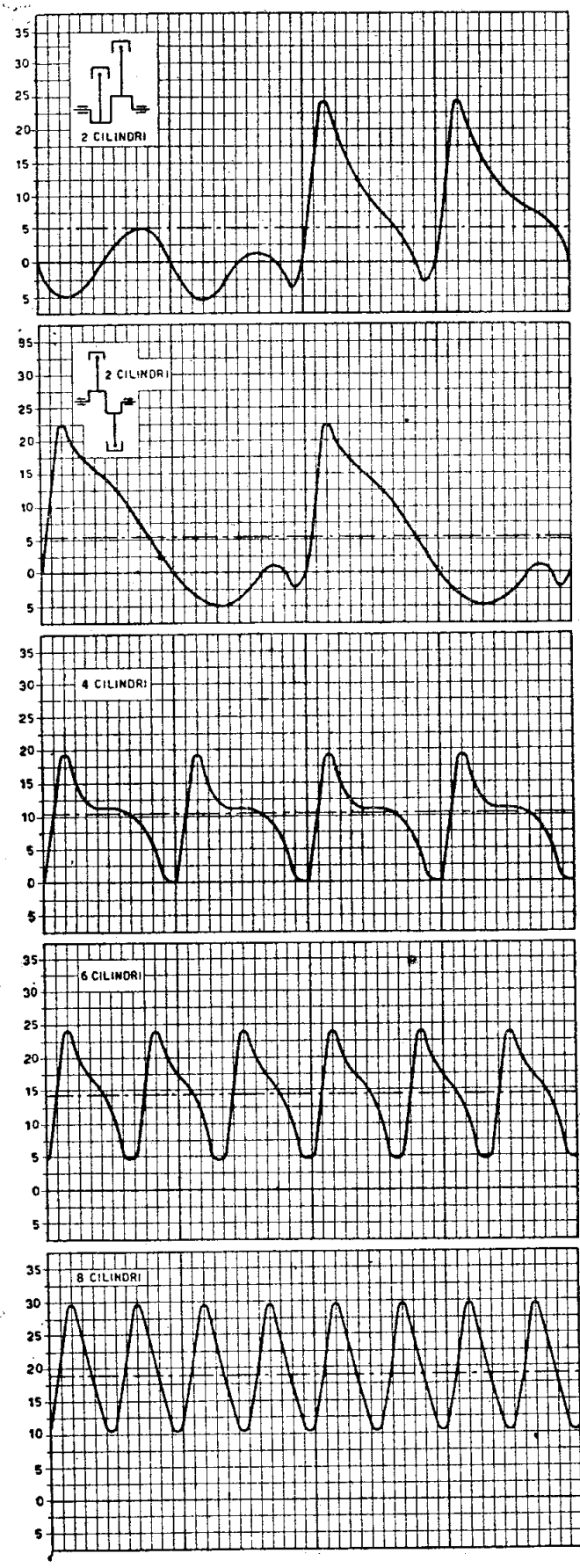


Fig. 34. – Diagrammi delle coppie di motori pluricilindrici.

angolo che, come è facile ricavare, è dato dalla relazione:

$$\theta = 180\frac{h}{i}$$

in cui h è il numero dei tempi ed i il numero dei cilindri.

Tale regola, oltre che per i motori con cilindri in linea, vale anche per quelli a più linee qualora l'angolo fra i piani nei quali giacciono i cilindri sia pure uguale a θ. Senza approfondire oltre il problema facciamo però notare che questa non è l'unica condizione soddisfacente all'uniforme ripartizione dei cicli nei motori su più linee.

Nel caso dei motori stellari, nei quali si ha una sola manovella, lo sfasamento fra i cicli è dato dalla stessa disposizione a raggiera dei cilindri: in essi lo sfasamento fra le manovelle è sostituito dallo sfasamento fra i cilindri.

In queste condizioni, nel campo dei motori a 4 tempi, si ha per un motore a 2 cilindri una fase utile per giro ($\theta = 360°$); per uno a 4 cilindri una ogni mezzo giro ($\theta = 180°$); per uno ad 8 cilindri una ogni quarto di giro ($\theta = 90°$) e così via. Risulta quindi comprensibile il vantaggio che si ottiene con l'aumento del numero dei cilindri, considerando che diventa sempre minore lo scarto fra l'ordinata massima e quella media della coppia motrice.

Il *rapporto fra il va-*

lore massimo e quello medio della coppia motrice è un indice del grado d'irregolarità del motore; a titolo d'esempio (fig. 34) riportiamo alcuni diagrammi della coppia motrice per motori a 4 tempi aventi i cilindri di uguali dimensioni, ma in numero diverso, e funzionanti allo stesso regime. I valori dei rapporti fra coppia massima e media per i motori considerati sono i seguenti:

— 1 cilindro 10,3;
— 2 cilindri 4,45;
— 4 cilindri 1,85;
— 6 cilindri 1,65;
— 8 cilindri 1,55.

La frequenza con la quale si ripete il valore massimo di M_t per un motore a 2 tempi è uguale a quella di uno a 4 tempi avente numero doppio di cilindri.

42. Il volano.

Il *valore medio della coppia motrice rappresenta il valore della coppia resistente supposta costante.*

Durante gli eccessi di coppia le masse in moto accelerano passando dalla velocità ω_1 ad una maggiore ω_2 accumulando così dell'energia che restituiscono, quando la coppia motrice è in difetto, a spese della velocità che ritorna al valore ω_1.

Il valore medio ω della velocità è quello corrispondente al valore medio della coppia motrice. Generalmente è sufficiente supporre

$$\omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$$

Se J è il momento d'inerzia delle masse in moto, la variazione di energia dovuta alle variazioni della velocità è evidentemente espressa dalla $\Delta E = \frac{1}{2} J (\omega_2^2 - \omega_1^2)$, e ciò significa che ΔE può essere ottenuta per diversi valori di J e del termine $(\omega_2 - \omega_1)$.

Per regolarizzare il moto ed ottenere dal motore un lavoro esterno è necessario ridurre lo scarto $\omega_2 - \omega_1$ e quindi aumentare J, cioè l'inerzia delle masse rotanti: ciò si ottiene per mezzo del *volano*. Dato che la coppia motrice e le sue fluttuazioni variano al variare del regime e del carico, ci si limita in pratica, col volano, a mantenere lo scarto di velocità dell'albero motore entro un dato limite per le *condizioni più sfavorevoli di funzionamento* che sono per lo più quelle di motore sotto carico (a piena apertura d'immissione) ed a bassa velocità.

Lo scarto ammissibile viene riferito alla velocità media (o di regime) ω prescelta; il rapporto fra lo scarto ammissibile e la velocità media è il *grado d'irregolarità* δ e viene scelto in base al genere di lavoro che

il motore deve compiere. Nei motori veloci il volano viene calcolato per un grado di irregolarità di circa 1/10 e per una velocità di rotazione di 400÷800 giri/min; nei motori lenti per un grado di irregolarità di circa 1/15÷1/30 e per velocità di rotazione di 500÷110 giri/min. Ci limitiamo qui a ricordare che il punto di partenza per il calcolo è il diagramma delle forze tangenziali o della coppia motrice.

Facciamo osservare la convenienza che si ha, come risparmio di peso, ad ottenere il momento d'inerzia voluto mediante un volano di grande diametro; ma questa pratica costruttiva è limitata da ovvie considerazioni sulla resistenza dei materiali, in relazione alle forze centrifughe che si creano, e da ragioni di ingombro. È interessante notare che per i motori d'aviazione l'elica stessa assume le funzioni di volano, con beneficio di peso importantissimo.

Nel dimensionamento del volano intervengono poi molti fattori dipendenti dalle condizioni di impiego e dal tipo di motore, come ad es. le condizioni di avviamento, di marcia al minimo ed i periodi di accelerazione; in relazione a questi fattori la soluzione più soddisfacente è normalmente una soluzione di compromesso. L'avviamento del motore viene facilitato con un volano di grande momento d'inerzia, perchè esso accumula nella prima fase utile maggior energia per superare più velocemente le fasi passive precedenti la combustione susseguente, specie tenendo conto che le velocità angolari raggiungibili in questo periodo non sono mai elevate.

Lo stesso dicasi per la marcia al minimo: quanto maggiore è la massa volanica tanto minore è il regime necessario per immagazzinare l'energia cinetica che deve mantenere in moto il motore nelle fasi passive. Per assicurare invece un'accelerazione rapida sarebbe necessario ridurre al minimo l'inerzia delle masse in moto. A questo riguardo occorre tenere conto dell'inerzia di tutte le masse collegate all'albero motore, e non solo di quelle in rotazione: si ricorre per questo di solito ad un coefficiente empirico di maggiorazione.

Il campo dell'autotrazione si presta ad alcune considerazioni particolari: un motore comparativamente lento (come ad esempio un motore di autovettura americana nei confronti di uno europeo) ha in generale, a parità di ogni altra condizione, una massa volanica maggiore perchè il regime medio di rotazione è minore.

Inoltre quanto maggiore è il numero dei cilindri tanto minori possono essere le masse volaniche grazie alle minori fluttuazioni della coppia motrice. Facendo uguale a 100 il momento d'inerzia del volano di un motore monocilindrico, a parità di grado d'irregolarità e di regime, i valori percentuali corrispondenti, per motori pluricilindrici sarebbero i seguenti:

2 cilindri	80%
4 cilindri	44%
6 cilindri	22%
8 cilindri	11%
12 cilindri	4%.

In pratica dato che si richiede, al crescere del numero dei cilindri, una maggiore morbidezza di funzionamento ed in particolare la possibilità di funzionare regolarmente ad un regime medio più basso, il grado di irregolarità ammesso è minore, per cui si giunge ad una maggiorazione delle masse volaniche dei motori di classe, in opposizione a quanto si poteva prevedere dalla considerazione precedente. Ad es. i momenti d'inerzia dei volani di un 4 cilindri e di un 6 cilindri, di pari cilindrata e potenza e progettati per funzionare allo stesso regime, non stanno nel rapporto teorico $44 : 22 = 2$ ma in uno molto minore ed oscillante fra $1{,}1 \div 1{,}3$.

Giova ricordare poi che il volano regolarizza la coppia motrice agendo dall'esterno del motore: esso è un'intermediario fra la macchina operatrice e quella condotta, per cui nessun vantaggio si può attendere dal volano riguardo alle sollecitazioni, dovute alla coppia motrice, agenti sul motore e sui suoi punti di appoggio.

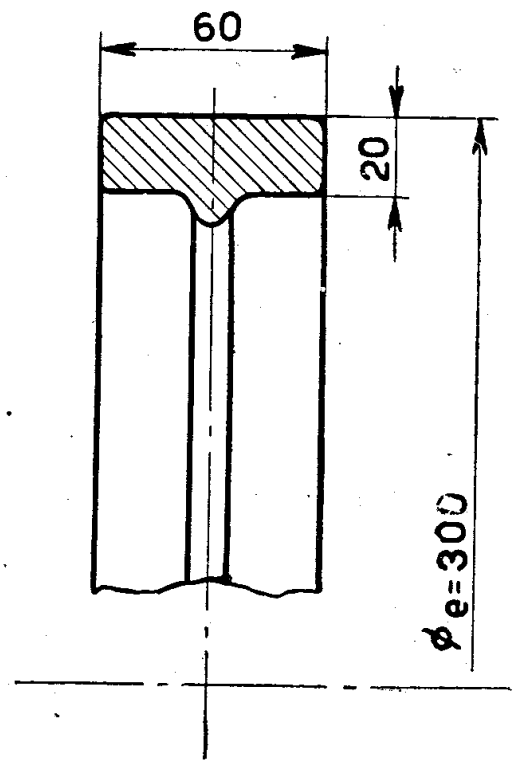


Fig. 35.

ESEMPIO. – *Calcolare la variazione di energia prodotta da un volano delle dimensioni di fig. 35 ruotante alla velocità media di* 1060 *giri/min e con un grado di regolarità* $\mu = 1/\delta = 40$.

1) Momento d'inerzia della corona.

Momento d'inerzia dell'area della sezione:

$$J = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4) = 0{,}098\,(30^4 - 26^4) = 0{,}098 \times 353000 = 34600 \text{ cm}^4.$$

Momento d'inerzia di volume:

$$J_v = 34600 \times 6 = 207600 \text{ cm}^5.$$

Momento d'inerzia di massa:

$$J_m = \frac{J_v\,\gamma}{g} = \frac{207600 \times 0{,}0073}{9{,}81} = 1{,}545 \text{ kg cm s}^2.$$

2) Velocità angolari ω_2 e ω_1, massima e minima:

$$\omega_m = \frac{\pi\, n}{30} = \frac{\pi \times 1060}{30} = 111 \text{ r/s},$$

I,e equazioni:

$$\frac{\omega_2 + \omega_1}{2} = \omega_m$$

$$\frac{\omega_m}{\omega_2 - \omega_1} = \mu$$

ci danno la velocità angolare media ed il grado di regolarità; da queste si ha:

$$\begin{cases} \dfrac{\omega_2 + \omega_1}{2} = 111 \\ \dfrac{111}{\omega_2 - \omega_1} = 40 \end{cases} \qquad \begin{cases} \omega_2 + \omega_1 = 222 \\ 40\,\omega_2 - 40\,\omega_1 = 111 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \omega_1 = 109{,}61 \text{ r/s} \\ \omega_2 = 112{,}39 \text{ r/s}. \end{cases}$$

3) Energia accumulata dal volano:

$$L = \frac{1}{2} J_m (\omega_2^2 - \omega_1^2) = \frac{1}{2} 1{,}545\,(12630 - 12014) = 476 \text{ kg cm}.$$

43. *Coppia di reazione.*

Richiamandoci al principio generale di azione e reazione, è chiaro che per trasmettere la coppia motrice il motore deve sollecitare con un momento uguale ed opposto i suoi appoggi; cioè la coppia che tende a far rotare l'albero motore deve avere in opposizione una coppia che tende a far rotare il motore attorno all'albero.

Questa coppia è detta *coppia di reazione* ed il suo valore può anche essere espresso dal prodotto della forza N per il suo braccio b (fig. 36), che, come sappiamo, varia con l'inclinazione della biella (fig. 37).

Se il numero di cilindri venisse talmente aumentato da assicurare la costanza della coppia motrice, ammettendo contemporaneamente la costanza della coppia resistente, il motore si appoggerebbe maggiormente sugli appoggi di sinistra (considerando destrorsa la rotazione dell'albero motore) con una forza costante. In realtà, poichè i motori hanno un numero limitato di cilindri, le variazioni della coppia motrice originano una coppia di reazione anch'essa pulsante per cui i motori tendono a vibrare sui loro supporti.

Quando si ha squilibrio fra coppia motrice e coppia resistente (e cioè quando si ha regime d'accelerazione o di decelerazione) l'eccesso di coppia motrice, imprimendo un'accelerazione al moto del complesso, è equilibrato in ogni istante dalla coppia d'inerzia opposta dagli organi condotti. In questo caso la coppia di reazione si mantiene uguale ed opposta alla somma della coppia resistente e di questa coppia d'inerzia durante tutto il periodo di accelerazione e cioè fino a che, smorzatasi la coppia d'inerzia, si ristabilisce un nuovo equilibrio fra momento motore e momento resistente e quindi un nuovo regime.

Poichè un motore è sempre sospeso più o meno elasticamente sui suoi supporti, esso è capace di oscillare con un periodo di vibrazione proprio dipendente dal suo momento d'inerzia, dalla posizione dei supporti (o meglio dalla loro distanza dall'asse di rotazione) e dalle caratteristiche della loro reazione elastica.

Quando il motore è in azione, se le variazioni della coppia di reazione hanno una frequenza prossima o addirittura uguale a quella d'oscillazione propria del motore, esso risulta soggetto a vibrazioni moleste e, nel caso di risonanza, anche pericolose.

Per evitare che la risonanza si verifichi ai regimi di funzionamento normali si tende a fare in modo che la frequenza delle oscillazioni proprie del motore corrisponda a quella della coppia di reazione solo per

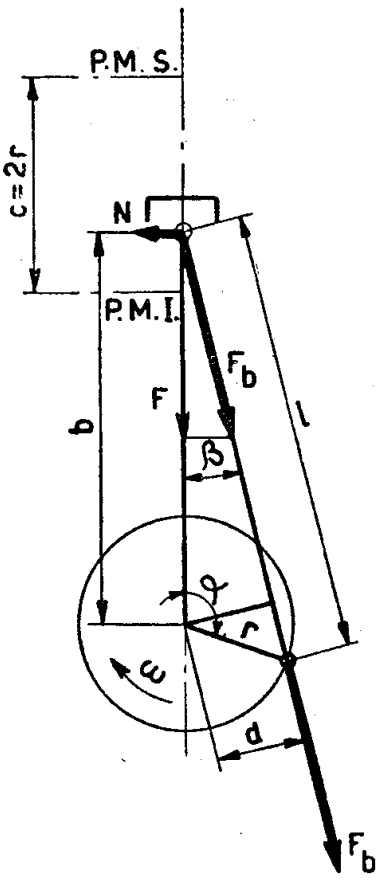


Fig. 36. – Spinta laterale e coppia di reazione.

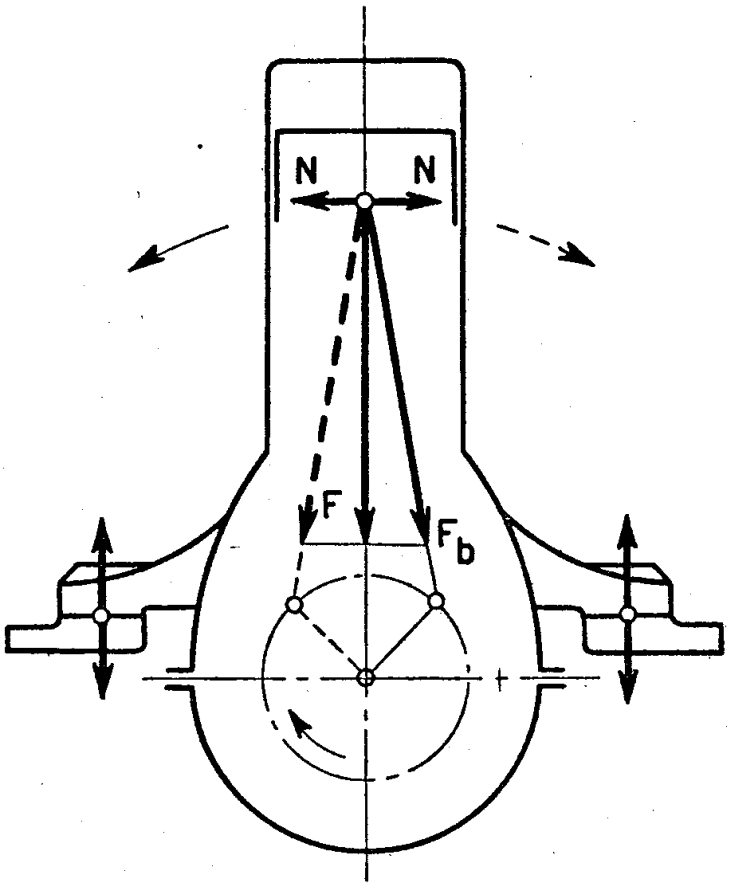


Fig. 37. – Trepidazioni dovute all'inclinazione della biella.

un regime che sia fuori dai limiti del campo di utilizzazione. Per questa ragione i motori veloci destinati all'autotrazione od all'aeronavigazione, che sono già montati su strutture di per sè poco rigide, vengono sospesi a mezzo di supporti molto elastici per ottenere la risonanza a regime così basso da essere del tutto al di sotto di quello d'utilizzazione normale. Invece i motori lenti (ad es. quelli per installazioni fisse) vengono collegati a fondazioni rigidissime per portare la risonanza a regimi molto alti.

44. Motore disassato.

La spinta N dello stantuffo sulla parete del cilindro, espressa dalla: $N = F \operatorname{tg} \beta$ (fig. 36), oltre a provocare perdite di potenza

per attrito, è anche causa di usura e quindi di difetti nella tenuta fra cilindro e stantuffo. Per diminuire l'entità di questa spinta, non essendo conveniente, come vedremo, aumentare oltre un certo limite la lunghezza della biella per ridurre λ (e quindi l'obliquità β), si ricorre talvolta

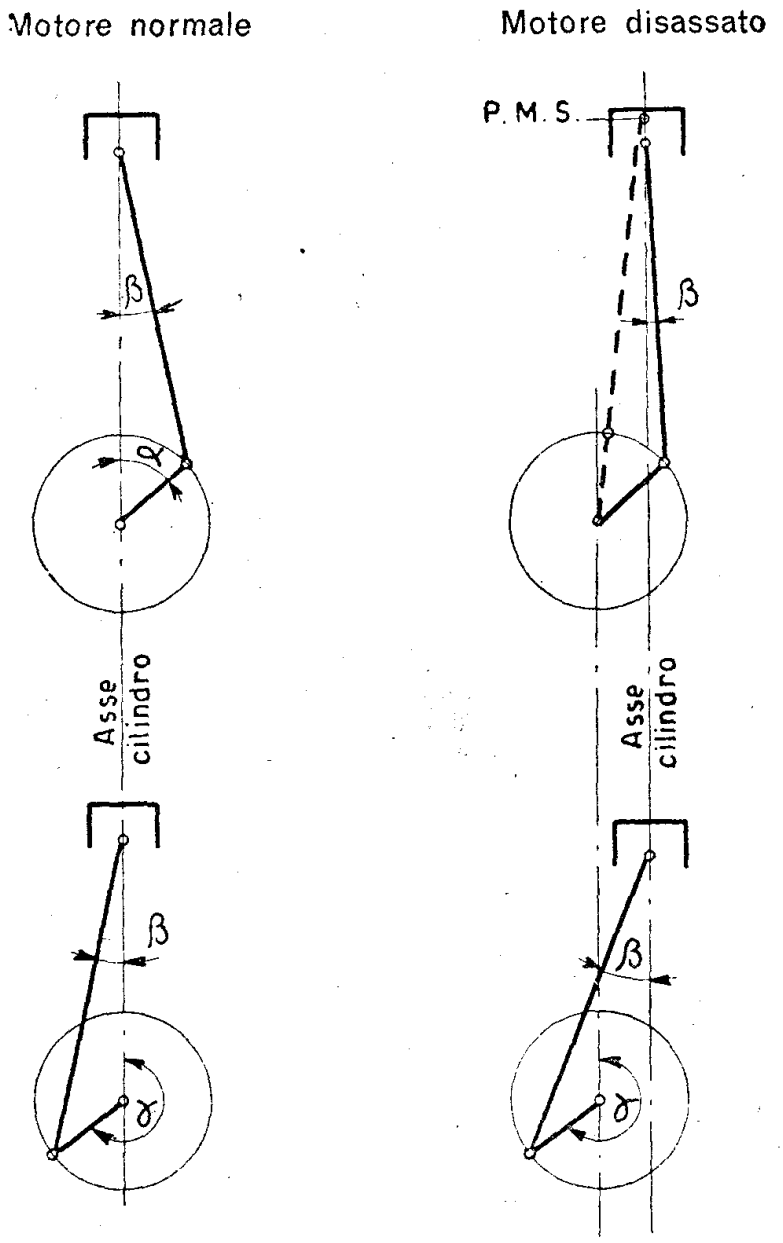


Fig. 38.

alla traslazione laterale dell'asse del cilindro rispetto al piano verticale passante per l'asse dell'albero motore: il manovellismo da centrato diventa, con un termine entrato nel linguaggio corrente, *disassato* (figura 38). La traslazione deve essere effettuata dalla stessa parte, verso cui avviene la rotazione della manovella nella fase di espansione. La biella risulta così meno inclinata nella fase di espansione e più inclinata

nelle fasi di compressione e di scarico per cui si ha come conseguenza una *diminuzione della spinta laterale massima ed un aumento di quella minima.*

Il disassamento provoca diverse anomalie: i punti morti dello stantuffo non corrispondono angolarmente ai punti morti del manovellismo di modo che una corsa occupa un angolo leggermente superiore a 180° e l'altra uno inferiore; la corsa dello stantuffo risulta lievemente maggiore del valore normale ed inoltre mentre il P.M.S. si verifica (come nel caso centrato) quando biella e manovella sono allineate, ciò non avviene per il P.M.I.

ESEMPIO. – *Calcolare l'obliquità della biella e la spinta laterale* N *sulla parete del cilindro, per un angolo di rotazione della manovella di* 50° *rispetto al P.M.S., con uno sforzo sullo stantuffo di* F = 650 *kg, sapendo che la corsa è di* 80 *mm e la biella è lunga* 150 *mm.*

Calcolare gli stessi valori nel caso che l'asse del cilindro venga disassato di 12 *mm.*

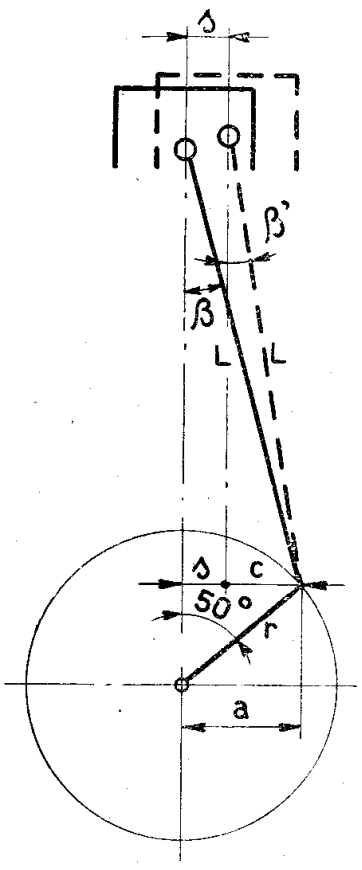


Fig. 39.

Motore non disassato:

1)

$$\operatorname{sen}\beta = \frac{r \cdot \operatorname{sen}\alpha}{L} = \frac{40 \times \operatorname{sen} 50^\circ}{150} = 0{,}204;$$

$$\beta = 11^\circ\, 46'\, 15'';$$

2)

$$N = F \cdot \operatorname{tg}\beta = 650 \times 0{,}2084 = 136 \text{ kg}.$$

Motore disassato:

Dalla fig. 39 si ha:

1)

$$a = r \operatorname{sen} 50^\circ = 40 \times 0{,}766 = 30{,}65 \text{ mm}$$

$$c = a - s = 30{,}65 - 12 = 18{,}65 \text{ mm}$$

$$\operatorname{sen}\beta' = \frac{c}{L} = \frac{18{,}65}{150} = 0{,}124$$

$$\beta' = 7^\circ\, 8'\, 4'';$$

2)

$$N' = F \operatorname{tg}\beta' = 650 \times 0{,}1251 = 81{,}4 \text{ kg}.$$

PROBLEMI

PROBLEMA N. 1. – *Calcolare l'obliquità in gradi della biella, lo spostamento, l'accelerazione, la velocità istantanea e quella media dello stantuffo per la posizione angolare della manovella di* 60° *rispetto al P.M.S. di un motore in cui:* D = 82 *mm* ; C = 90 *mm* ; L = 165 *mm* ; n = 4000 *giri/min.*

1) Obliquità della biella:

$$\operatorname{sen}\beta = \frac{r \cdot \operatorname{sen}\alpha}{L} = \frac{45 \times \operatorname{sen} 60^\circ}{165} = 0{,}236$$

$$\beta = 13^\circ\, 39'.$$

2) Spostamento dello stantuffo:

$$x = r\,(1 - \cos\alpha) + L\,(1 - \cos\beta) = 45\,(1 - \cos 60^\circ) + \\ + 165\,(1 - \cos 13^\circ\,39') = 27{,}2 \text{ mm.}$$

3) Accelerazione dello stantuffo:

$$a = \omega^2 r\,(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha) = \frac{419^2}{1000}\,45\left(\cos 60^\circ + \frac{45}{165}\cos 120^\circ\right) = \\ = 2880 \text{ m/s}^2.$$

4) Velocità istantanea:

$$V = \frac{\pi\,n}{30000}\,r\left(\operatorname{sen}\alpha + \frac{\lambda}{2}\operatorname{sen} 2\alpha\right) = \\ = \frac{\pi \times 4000}{30000}\,45\left(\operatorname{sen} 60^\circ + \frac{45}{2 \times 165}\operatorname{sen} 120^\circ\right) = 18{,}55 \text{ m/s.}$$

5) Velocità media:

$$V_m = \frac{c\,n}{30000} = \frac{90 \times 4000}{30000} = 12 \text{ m/s.}$$

PROBLEMA N. 2. – *In base ai dati del problema n. 1 determinare lo sforzo agente sullo stantuffo dopo che la manovella ha ruotato di 60°, sapendo che il rapporto di compressione è* $\rho = 5{,}8$ *ed il peso delle parti alterne è* $P_a = 0{,}850$ Kg.
Calcolare inoltre lo sforzo tangenziale e la coppia motrice istantanea corrispondente.

Gli sforzi sullo stantuffo dovuti alla pressione si calcolano risolvendo le equazioni:

$$p_x\,V_x^{\,n} = \text{cost} \qquad (1)$$

$$p_3\,V_3^{\,n} = \text{cost,} \qquad (2)$$

tenendo presente che:

$$V_x = V_c + V_s$$

$$V_c = \frac{V}{\rho - 1}$$

$$p_3 = 7\,\rho - 2,$$

essendo:

p_x e V_x pressione e volume relativi alla posizione fissata;
p_3 e V_3 pressione e volume relativi al P.M.S.;
V_c volume camera di combustione;
V_s volume generato dallo spostamento x dello stantuffo;

V cilindrata $= \dfrac{\pi\,D^2}{4}\,.\,c$

Sostituendo nelle espressioni i valori numerici si ha:

$$V = \frac{\pi \cdot 8{,}2^2}{4} \times 9 = 475 \text{ cm}^3;$$

$$V_c = \frac{475}{5{,}8 - 1} = 99 \text{ cm}^3;$$

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} x = \frac{\pi \cdot 8{,}2^2}{4} \times 2{,}72 = 143{,}5 \text{ cm}^3;$$

$$V_x = 99 + 143{,}5 = 242{,}5 \text{ cm}^3;$$

$$p_s = 7 \times 5{,}8 - 2 = 38{,}6 \text{ kg/cm}^2.$$

Ammettendo l'esponente n uguale a 1,3 si avrà dalla equazione (2):

$$38{,}6 \times 99^{1{,}3} = 15180.$$

Si può ora ricavare dalla (1) il valore di p_x:

$$p_x = \frac{\text{cost}}{V_x{}^n} = \frac{15180}{242{,}5^{1{,}3}} \cong 12 \text{ kg/cm}^2$$

e lo sforzo totale sullo stantuffo, dovuto a p_x, che è:

$$P = p_x \frac{\pi D^2}{4} = 12 \frac{\pi \times 8{,}2^2}{4} = 632 \text{ kg}.$$

Forza dovuta alle masse alterne:

$$F_a = m \cdot a = \frac{0{,}850}{9{,}81} 2880 \cong 250 \text{ kg}.$$

Essendo in questa fase la forza di inerzia negativa, cioè contraria al moto dello stantuffo, la risultante degli sforzi è data da:

$$F = P - F_a = 632 - 250 = 382 \text{ kg}.$$

Lo sforzo tangenziale è:

$$F_t = \frac{F \operatorname{sen} (\alpha + \beta)}{\cos \beta} = \frac{382 \cdot \operatorname{sen} 73^\circ\, 39'\, 3''}{\cos 13^\circ\, 39'\, 3''} = 380 \text{ kg}.$$

Moltiplicando F_t per il raggio r di manovella si ottiene la coppia motrice istantanea:

$$M_t = F_t \cdot r = 380 \times 4{,}5 = 1710 \text{ cm kg} = 17{,}1 \text{ mkg}.$$

PROBLEMA N. 3. – *Calcolare il carico e la pressione specifica sul cuscinetto della testa di biella di un motore per la posizione della manovella a* 45° *dal P.M.S. conoscendo i seguenti dati:*

$$D = 70 \text{ mm} \quad ; \quad C = 75 \text{ mm} \quad ; \quad L = 132 \text{ mm} \; ;$$
$$n = 4400 \text{ giri/min};$$

pressione dei gas in espansione $= 25 \text{ kg/cm}^2$;
peso delle parti alterne $= 0{,}550 \text{ kg}$;
peso delle parti rotanti $= 0{,}430 \text{ kg}$;
diametro del cuscinetto di biella $d = 38 \text{ mm}$;
lunghezza utile del cuscinetto $l = 30 \text{ mm}$.

Forza d'inerzia delle masse alterne:

$$F_a = m\,\omega^2\,r\,(\cos\alpha + \lambda\cos 2\,\alpha) = \frac{0{,}550}{9{,}81} \times 461^2 \times \frac{37{,}5}{1000} \times 0{,}707 = 316 \text{ kg.}$$

Forza dovuta alla pressione dei gas in espansione:

$$P = \frac{\pi D^2}{4}\,p = \frac{3{,}14 \times 7^2}{4} \times 25 = 962 \text{ kg.}$$

Sforzo risultante sullo stantuffo:

$$F = P - F_a = 962 - 316 = 646 \text{ kg.}$$

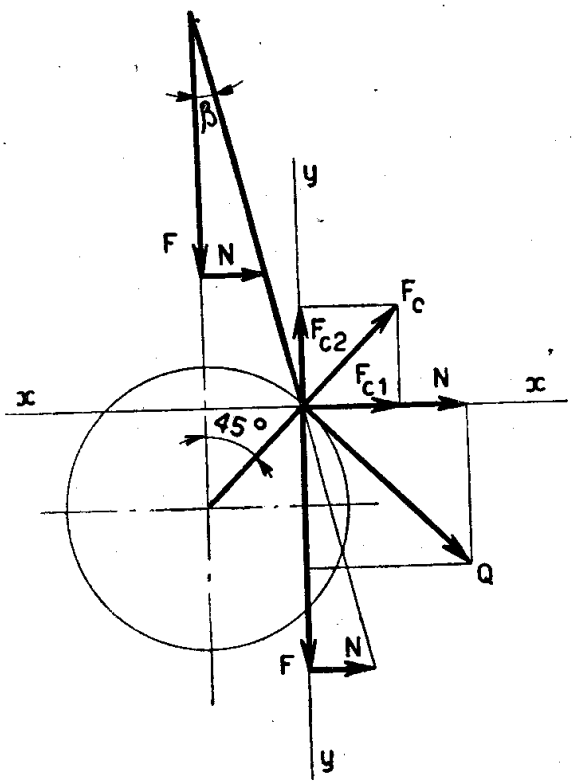


Fig. 40.

Forza centrifuga delle parti rotanti:

$$F_c = m\,\omega^2\,r = \frac{0{,}430}{9{,}81}\ 461^2\ \frac{37{,}5}{1000} = 350 \text{ kg.}$$

Volendo trovare la risultante totale Q sulla testa di biella dovremo comporre la forza centrifuga F_c con la forza F.

Con riferimento alla fig. 40 si ha:

$$F_{c1} = F_{c2} = \frac{F_c}{\sqrt{2}} = \frac{350}{1{,}44} = 243 \text{ kg.}$$

Inoltre la forza F riportata sulla biella genera la forza trasversale:

$$N = F \operatorname{tg} \beta\,;$$

$$\text{sen}\,\beta = \frac{r\,\text{sen}\,\alpha}{L} = \frac{37{,}5 \times 0{,}707}{132} = 0{,}201; \quad \beta = 11^\circ\,35'\,46''$$

$$N = 646 \times \text{tg}\,11^\circ\,35'\,46'' = 646 \times 0{,}205 = 132 \text{ kg}.$$

In definitiva si ha:

Sull'asse $x - x$: $F_{c1} + N = 243 + 132 = 375$ kg

» $y - y$: $F - F_{c2} = 646 - 243 = 423$ kg.

Per il teorema di Pitagora:

$$Q = \sqrt{375^2 + 423^2} = 565 \text{ kg},$$

che si ripartisce sulla superficie: $l \cdot d = 3 \times 3{,}8 = 11{,}4$ cm² del cuscinetto di biella.

La pressione specifica p_s risulta:

$$p_s = \frac{Q}{l \cdot d} = \frac{565}{11{,}4} = 49{,}5 \text{ kg/cm}^2.$$

CAPITOLO QUINTO

EQUILIBRAMENTO

45. *Vibrazioni.*

Le forze in gioco nel motore variano periodicamente: le forze centrifughe in direzione, le alterne in senso ed in intensità; inoltre la coppia di reazione varia al variare della coppia motrice. Il motore può quindi assumere un *moto vibratorio* a cui fanno reazione gli appoggi.

L'*equilibramento* dei motori ha lo scopo di eliminare o ridurre tali vibrazioni, nocive, oltre che agli organi stessi, anche alle incastellature che li sopportano. Esso ha grande importanza specialmente per i motori che devono funzionare ad elevate velocità e che sono montati su strutture leggere e poco rigide come quelle di aeroplani, autoveicoli, motoscafi, ecc.

Le forze che possono generare vibrazioni sono scaricate dall'albero motore sui suoi supporti: le *centrifughe* perchè traggono origine dalle parti eccentriche dell'albero stesso, le *alterne* perchè si scaricano sull'albero attraverso alle bielle; inoltre, poichè queste forze agiscono con bracci di leva rispetto ai detti sopporti, producono anche dei momenti.

Il motore sarà *equilibrato quando saranno nulle le risultanti di queste forze e di questi momenti.* La struttura su cui viene montato il motore sarà allora soggetta solamente alle pulsazioni della coppia di reazione.

46. *Equilibramento delle masse rotanti.*

Le vibrazioni causate dalle forze e dai momenti dovuti alle masse rotanti vengono eliminate realizzando l'*equilibramento dell'albero* considerato come un rotore indipendente portante le masse delle parti che nel capitolo precedente abbiamo definito come « *parti rotanti* » (bracci e bottoni di manovella con le parti rotanti delle bielle imperniate sui bottoni stessi).

Perchè il suo equilibrio risulti completo, l'albero deve essere *equilibrato staticamente* e *dinamicamente*; l'equilibrio dinamico può essere raggiunto a condizione che sia già stato conseguito quello statico.

L'albero è **equilibrato staticamente** quando è nulla la risultante delle forze centrifughe, cioè quando il suo baricentro giace sull'asse di rotazione: in queste condizioni esso, preso fra due punte in corrispondenza dell'asse oppure disposto orizzontalmente appoggiato su sopporti a coltello, si mantiene fermo in qualsiasi posizione angolare venga posto.

Per i motori a più cilindri è regola generale disporre le manovelle in modo da ottenere uno sfasamento uniforme dei cicli di lavoro, per raggiungere, come abbiamo visto, la migliore regolarizzazione della coppia motrice. In queste condizioni, nella maggior parte dei casi, la disposizione delle manovelle risulta tale che rimane automaticamente soddisfatta anche la condizione di equilibrio statico, poichè l'albero ammette un piano di simmetria passante per l'asse di rotazione.

Quando questa condizione non è soddisfatta, la verifica dell'equilibrio statico si può fare tracciando il poligono delle forze centrifughe, le

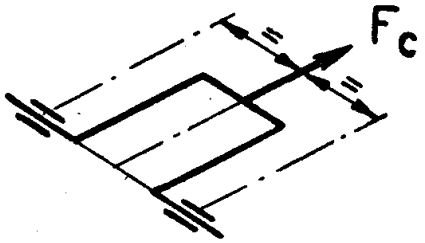


Fig. 41. – Albero di motore monocilindrico.

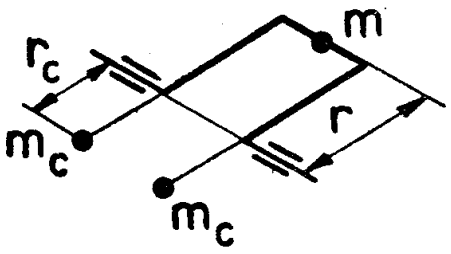


Fig. 42. – Albero contrappesato di motore monocilindrico.

quali possono anche essere rappresentate, a meno della costante ω^2, dai momenti statici $m\,r$, rispetto all'asse di rotazione, dei singoli elementi che compongono l'albero ed i cui baricentri non giacciono sull'asse stesso: bracci, perni, ecc. La risultante deve essere nulla; quando non lo è si provvede con l'aggiunta di contrappesi.

Così ad esempio l'albero del monocilindro schematizzato in fig. 41 posto in rotazione è soggetto ad una forza centrifuga F_c applicata in mezzeria, che, non essendo controbilanciata, si trasmette integralmente al basamento.

L'albero può venire equilibrato aggiungendo due contrappesi aventi masse m_c (fig. 42) tali che sia

$$2\,m_c\,r_c = m\,r$$

L'albero è **equilibrato dinamicamente** quando è nulla la risultante dei momenti generati dalle forze centrifughe presi rispetto a un punto qualunque dell'asse (ad es. uno degli appoggi). In queste condizioni l'albero, sostenuto fra due punte in corrispondenza dell'asse di rotazione e fatto ruotare, carica gli appoggi soltanto per le reazioni che fanno equilibrio al suo peso proprio.

Il concetto di equilibrio dinamico è reso più facile se riferito ad un esempio. La fig. 43 rappresenta schematicamente l'albero di un motore a due cilindri; detto albero è staticamente equilibrato poichè, essendo le due manovelle disposte a 180° l'una dall'altra, i loro momenti statici rispetto all'asse di rotazione si fanno equilibrio.

Facendo però rotare l'albero si crea in corrispondenza di ogni manovella una forza centrifuga F_c e poichè le due forze centrifughe non sono sulla stessa linea, ma agiscono ad una distanza a una dall'altra, l'albero è soggetto ad un momento $F_c \cdot a$ non equilibrato. Non è dunque soddisfatta la condizione dell'equilibrio dinamico.

Durante lo sviluppo del progetto di un motore può verificarsi che, in relazione al numero dei tempi, al numero dei cilindri ed alla loro posizione, risulti possibile ottenere lo sfasamento regolare fra i cicli dei vari cilindri con diverse disposizioni delle manovelle sull'albero. In tal caso deve essere scelta quella disposizione che avvicina il più possibile o raggiunge senz'altro le condizioni di equilibrio.

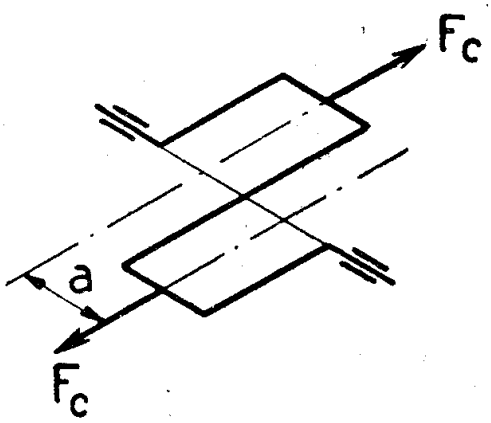


Fig. 43. – Albero di motore a 2 cilindri.

In pratica gli alberi aventi un numero di manovelle maggiore di due sono dinamicamente equilibrati quando, già essendo equilibrati staticamente, ammettono un piano di simmetria perpendicolare all'asse di rotazione, rispetto al quale le manovelle risultino simmetriche in numero, forma e posizione. Tutti gli altri alberi non sono per loro natura equilibrati ma lo possono diventare con l'aggiunta di *contrappesi*.

Così, ad esempio, è facile dedurre che l'equilibrio completo degli alberi aventi un numero di manovelle dispari, di quelli dei motori a 2 tempi e di quelli dei motori monocilindrici e bicilindrici, è raggiungibile solo con l'aggiunta di contrappesi.

Possiamo dunque dire che l'equilibrio delle masse rotanti può essere raggiunto con la *scelta opportuna della disposizione delle manovelle* (ricordando che deve essere rispettata la condizione dell'uniforme ripartizione dei cicli in ogni giro), e, quando quella non è sufficiente, con l'*aggiunta di contrappesi in entità e posizione opportuna*.

La verifica dell'equilibramento può essere fatta graficamente costruendo il poligono dei *vettori momento*, cioè dei vettori di intensità uguale al prodotto delle singole masse eccentriche, *ridotte allo stesso raggio*, per la distanza del loro baricentro da un piano normale all'asse di rotazione. Questi vettori vanno applicati al punto d'intersezione dell'asse di rotazione con detto piano e diretti ognuno normalmente al piano d'azione del proprio momento, in un senso o nell'altro a seconda del segno del momento stesso. Per l'equilibramento la risultante di questi vettori deve essere nulla.

La fig. 44 illustra una comoda costruzione grafica che permette la ricerca della risultante dei vettori momento applicata al caso di un motore a 5 cilindri e 2 tempi. A destra è rappresentato lo schema longitudinale dell'albero con le masse m eccentriche, la traccia $r\,r$ del piano di riferimento, il punto O d'intersezione con l'asse di rotazione ed i bracci a delle singole masse.

Con questi elementi si sono riportati nella figura di sinistra a partire da O, ruotati di 90° nel senso orario rispetto alle corrispondenti direzioni $O\,m$, i prodotti $m \cdot a = M$ positivi, ossia quelli le cui masse stanno a destra del piano di riferimento (a positivo) e di 90° nel senso antiorario i negativi: la risultante è il vettore M_r. La massa equilibrante questo momento dève trovarsi sulla normale per O ad M_r, con valore e posizione tale che il suo vettore momento risulti uguale e contrario ad M_r.

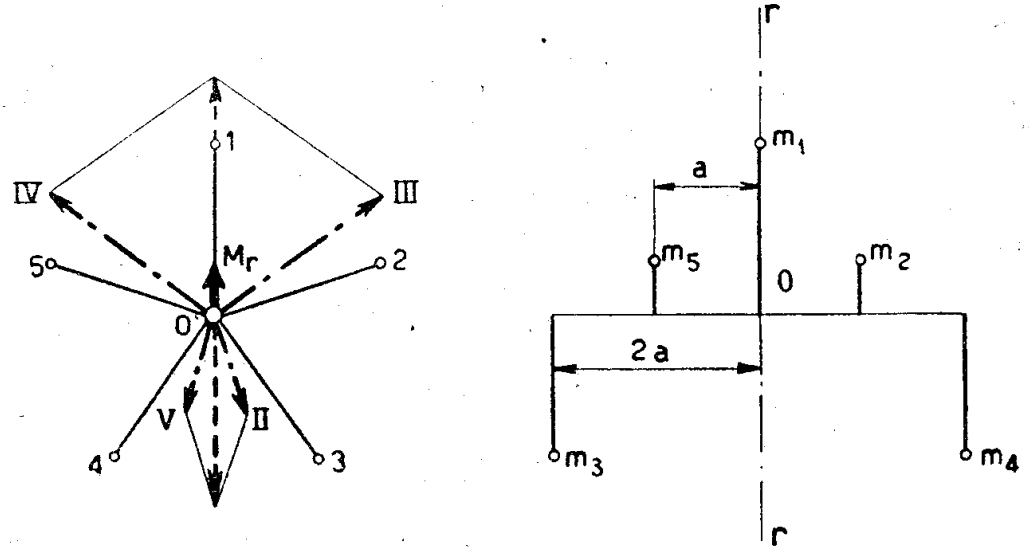


Fig. 44. – Costruzione dei vettori momento.

Se il piano di riferimento è scelto esterno all'albero, i vettori risultano tutti dello stesso segno e le rotazioni dei vettori M sono tutte nello stesso senso; se invece è scelto passante per il baricentro di una massa eccentrica, il vettore momento di quest'ultima (m_1 di fig. 44) si annulla.

Quando l'albero è costruito si controlla l'equilibrio dinamico con apposite macchine: con esse si rilevano l'entità e la posizione angolare della massa non bilanciata che può risultare da imperfezioni costruttive. Per mezzo di opportuni ritocchi (normalmente praticando dei fori su parti che non interessano la resistenza) si può raggiungere l'equilibramento previsto in sede di progetto. L'equilibramento del volano generalmente è fatto insieme con l'albero.

Facciamo notare fin d'ora (e vedremo più tardi in alcuni esempi) che mentre l'equilibramento statico interessa soltanto l'*albero nel suo complesso*, quello dinamico può considerare *anche le singole campate* in cui l'albero viene idealmente

diviso dai sopporti. Quasi sempre infatti l'equilibrio dinamico scaturisce dall'annullarsi della risultante di più momenti diversi da zero: ciò vuol dire che nelle diverse campate costituenti l'albero possono esistere dei momenti che sollecitano l'albero a flessione, flessione che è impedita dalla reazione dei cuscinetti di banco. Per questa ragione i cuscinetti vengono dunque ad essere caricati anche per effetto delle sollecitazioni centrifughe. Allo scopo di eliminare questo carico è buona norma, specie per alberi di motori veloci, equilibrare con contrappesi le singole campate *anche se l'albero nel suo complesso è già equilibrato.*

47. *Equilibramento delle masse alterne.*

Le forze alterne espresse dalla relazione:

$$F_a = F'_a + F''_a = m_a \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2 \alpha)$$

sono costantemente dirette lungo l'asse cilindro.

Ora dalla fig. 45, che illustra il caso del motore monocilindrico, vediamo che la *forza alterna del* 1° *ordine* $F'_a = m_a \omega^2 r \cos \alpha$ può essere considerata come la proiezione sull'asse cilindro di una forza centrifuga fittizia $m_a \omega^2 r$ generata da una massa m_a pari a quella delle masse alterne immaginate concentrate sul perno di manovella. È quindi intuitivo che anche questa forza alterna può essere equilibrata con i mezzi già usati per le forze centrifughe, cioè con dei contrappesi, e che inoltre devono esistere delle relazioni colleganti l'equilibramento delle masse rotanti e quello delle alterne.

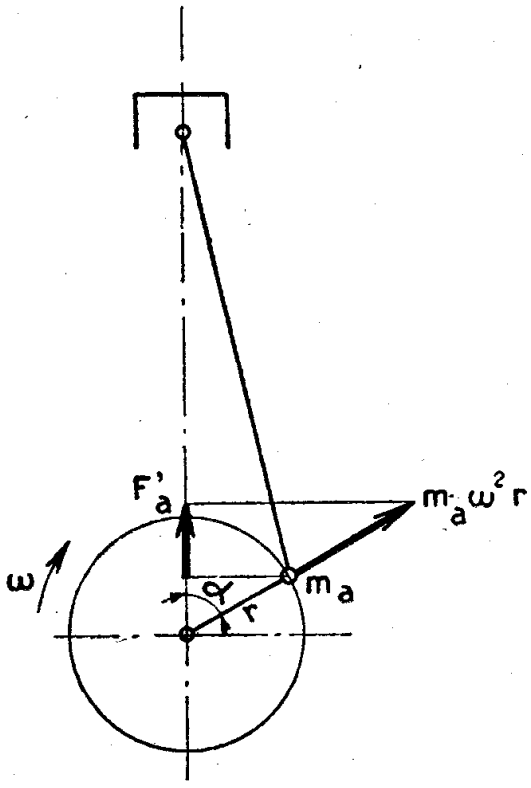


Fig. 45. - Forza alterna del 1° ordine.

Dalla fig. 46 appare chiaro che la forza alterna F'_a può essere equilibrata dalla componente verticale della forza centrifuga $-m_a \omega^2 r$ prodotta da una massa di momento statico $m_a r$ aggiunta sull'albero in opposizione al bottone di manovella. In questo modo però nasce la forza

$$F_0 = -m_a \omega^2 r \operatorname{sen} \alpha$$

diretta normalmente all'asse cilindro ed avente la stessa ampiezza e la stessa pulsazione della forza alterna perchè $\cos \alpha = \operatorname{sen} (\alpha + 90^\circ)$: il risultato è in sostanza quello di aver ruotato di 90° la retta d'azione della forza alterna, per cui le pulsazioni secondo l'asse del cilindro sono state trasformate in pulsazioni ad esso perpendicolari.

Ma se sull'albero si aggiunge in luogo della massa m_a una massa uguale a $-m_a/2$ (fig. 47) si ottiene l'equilibramento di metà della forza alterna, mentre nasce un'altra forza alterna normale all'asse cilindro e di intensità pure uguale alla metà di quella che si avrebbe in senso verticale senza l'aggiunta del contrappeso.

In conclusione la forza alterna viene trasformata in una rotante (perchè dalla composizione di due moti armonici

$$x = -m\,\omega^2\,r\,\text{sen}\,\alpha \qquad \text{ed} \qquad y = m\,\omega^2\,r\,\cos\alpha$$

nasce un moto circolare uniforme) di intensità dimezzata e con velocità $-\omega$. Questo è il grado di equilibramento delle forze alterne del 1° ordine che si raggiunge normalmente, coll'artificio sopra descritto, per motori monocilindrici.

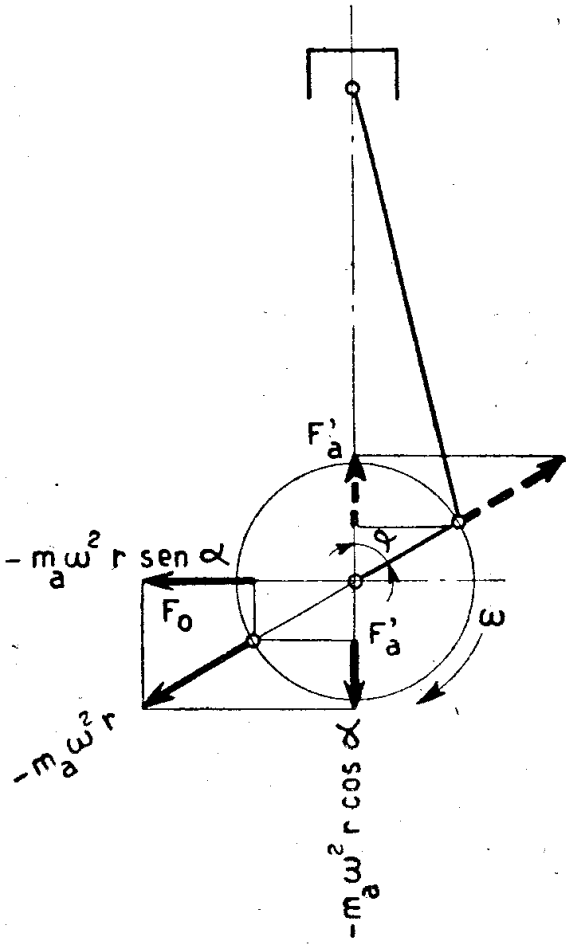


Fig. 46. – Equilibramento della forza alterna del 1° ordine.

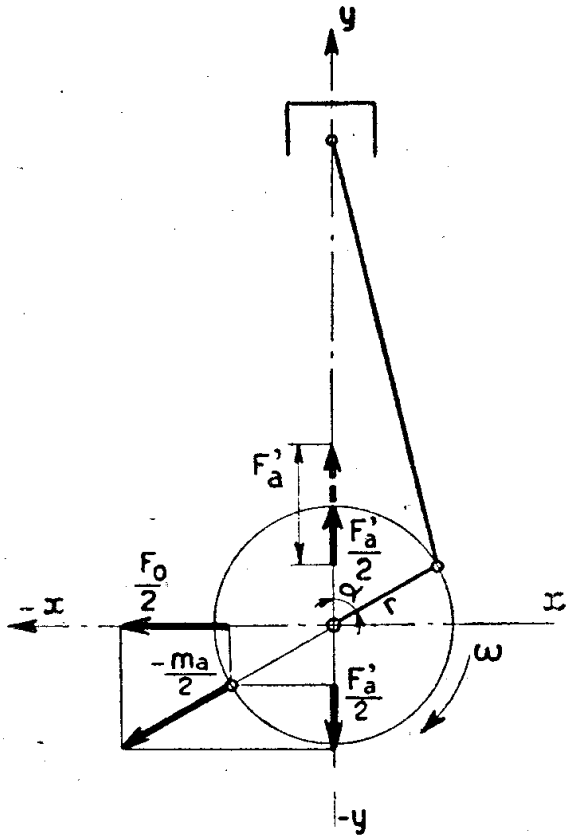


Fig. 47. – Trasformazione della forza alterna del 1° ordine in forza rotante.

Data l'identica espressione delle forze alterne del 1° ordine e delle componenti, secondo l'asse cilindro, delle forze centrifughe, si può affermare che, *per motori pluricilindrici su una o più linee* (motori a cilindri in linea, a V, contrapposti, a W, ad X, a Y [1]) *le forze alterne del* 1° *or-*

[1]) Vedere § 117 della Parte seconda.

dine sono equilibrate quando l'albero motore è di per sè (e cioè senza contrappesi) *staticamente equilibrato.*

Analogamente: *le coppie dovute alle forze alterne del 1° ordine sono equilibrate quando lo sono le coppie dovute alle forze centrifughe delle masse rotanti e cioè quando l'albero risulta equilibrato dinamicamente.*

48. Forze alterne del 2° ordine.

Analogamente a quanto osservato per la forza alterna del 1° ordine, quella del 2° *ordine* $F_a'' = m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha$ può essere immaginata come la proiezione sull'asse cilindro di una forza centrifuga $m_a \omega^2 r \lambda$ la quale formi sempre con l'asse citato un angolo doppio di quello formato dalla manovella, dato che la sua frequenza è doppia di quella della forza del 1° ordine.

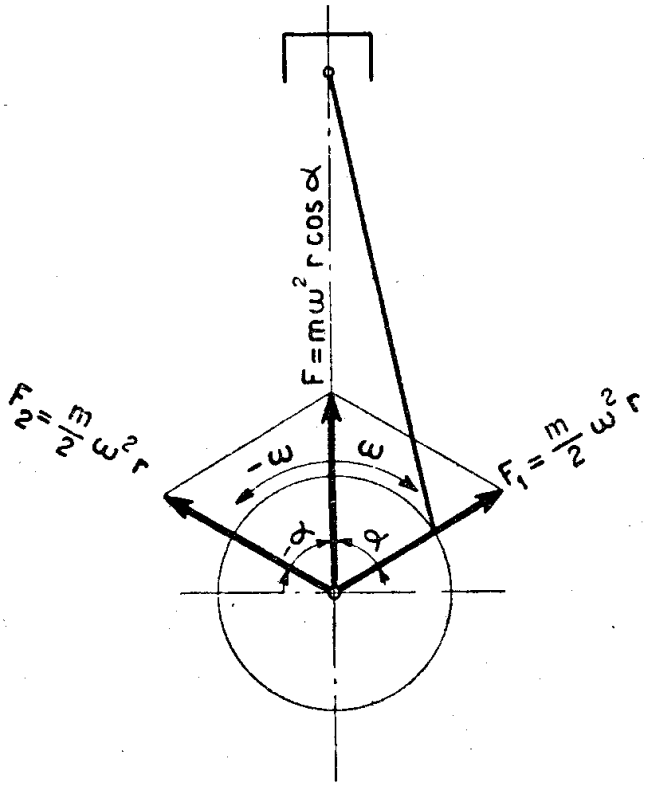


Fig. 48. – Rappresentazione della forza alterna del 1° ordine mediante vettori rotanti.

È bene tener presente che tanto le forze quanto le coppie del 2° ordine non sono equilibrabili neppure parzialmente con l'aggiunta di contrappesi sull'albero motore, dato che eventuali masse equilibratrici dovrebbero rotare a velocità doppia dell'albero stesso. *Non esiste quindi alcuna relazione fra l'equilibramento dell'albero e quello delle forze e delle coppie del 2° ordine, contrariamente a quanto si verifica per le alterne del 1° ordine.* Comunque l'importanza delle sollecitazioni del 2° ordine agli effetti delle vibrazioni è molto meno sentita che nel caso di quelle del 1°, dato che la loro influenza si fa sentire nel rapporto $1/\lambda$ (in media $0{,}25 \div 0{,}30$). In genere un albero è accettabile quando sono soddisfatte le condizioni della regolarizzazione della coppia motrice, dell'equilibramento delle forze e coppie centrifughe, e di quello delle forze e coppie alterne del 1° ordine.

Illustreremo con alcuni esempi come si fa a verificare se esiste l'equilibrio fra le forze del 2° ordine e fra le eventuali coppie corrispondenti.

Facciamo notare che una forza alterna $m\,\omega^2\,r\cos\alpha$ può anche essere considerata come la risultante di due forze F_1 e F_2 di grandezza $\frac{1}{2}\,m\,\omega^2\,r$ rotanti l'una insieme alla manovella con velocità ω e l'altra in senso opposto con velocità $-\omega$. Infatti (fig. 48) la risultante di F_1 ed F_2 vale proprio $F = m\,\omega^2\,r\cos\alpha$. Analoga osservazione vale per una forza alterna del 2° ordine: però le forze rotanti devono assumere il valore $\frac{1}{2}\,m\,\omega^2\,r\,\lambda$ e le velocità angolari il valore di $2\,\omega$ e di $-2\,\omega$.

Si comprende quindi come sia possibile equilibrare la forza alterna del 1° ordine F_a, generata da una manovella motrice, mediante due alberi sussidiari, posti come in figura 49, portanti entrambi una massa pari alla metà di quella m_a che genera la F_a, e rotanti uno alla stessa velocità dell'albero motore e l'altro a velocità uguale ed opposta; così pure l'equilibramento della forza di 2° ordine, si può ottenere mediante due altri alberi portanti delle masse pari a $\frac{1}{2}\,m_a\,\lambda$, rotanti alle velocità $2\,\omega$ e $-2\,\omega$

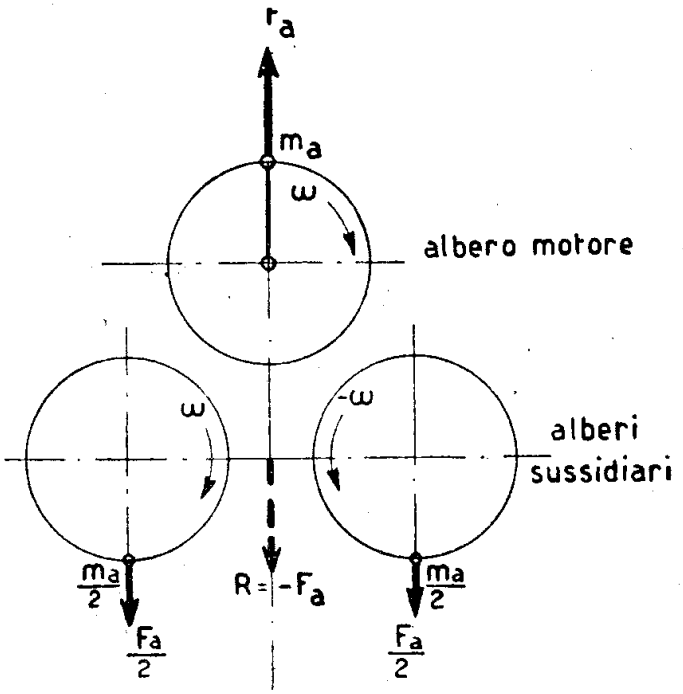


Fig. 49. – Equilibramento di una forza alterna de 1° ordine con 2 forze rotanti.

L'equilibramento del monocilindro potrebbe anche essere realizzato con l'aggiunta di due cilindri opposti a quello motore, disposti simmetricamente ai due lati di questo ed aventi ciascuno le masse alterne uguali alla metà di quelle da equilibrare. Ma questo porta all'aumento del numero dei cilindri e non ha quindi alcun interesse pratico pel monocilindro; l'esempio rende però intuitivo il fatto che l'equilibramento delle forze alterne è più facile quanto maggiore è il numero dei cilindri. Il criterio dei tre alberi rotanti è stato invece adottato per alcuni motori: ad es. per un 4 cilindri a 4 tempi della Lanchester e per un 6 cilindri a 2 tempi della General Motors; ma sono applicazioni assai rare ed eccezionali.

49. *Ordine di accensione.*

La regolarizzazione della coppia motrice (che, come abbiamo visto in precedenza, porta ad uno sfasamento uniforme delle manovelle nel giro) e l'equilibramento dinamico dell'albero (che porta a particolari disposizioni di queste lungo l'asse) obbligano a seguire determinate successioni nell'accensione dei vari cilindri.

Nei vari tipi di motori pluricilindrici a 4 tempi sono possibili diversi ordini di accensione, per cui è necessario scegliere fra di essi il più conveniente. Questa scelta va fatta in base a due considerazioni principali:

1°) ottenere la maggiore uniformità di carico sui cuscinetti di

banco: questo si raggiunge alternando per quanto è possibile gli scoppi sulle diverse campate;

2°) curare nei limiti del possibile che le aspirazioni dei cilindri alimentati da un collettore comune non si ostacolino a vicenda causando l'irregolare riempimento di alcuni di essi.

Così *fra i motori* a 4 *tempi* con cilindri in linea, numerando ordinatamente i cilindri nel senso longitudinale, gli ordini di accensione possibili sono:

per il 4 cilindri: 1-3-4-2;
1-2-4-3;

per il 6 cilindri: 1-5-3-6-2-4;
1-2-4-6-5-3;
1-2-3-6-5-4;
1-5-4-6-2-3.

Per il 4 cilindri è comunemente usata la prima soluzione per quanto non presenti alcun vantaggio rispetto alla seconda; per il 6 cilindri invece si hanno effettivi vantaggi con il primo ordine di accensione, sia dal punto di vista dei carichi dei cuscinetti che da quello della regolarità di aspirazione.

In Tab. III sono riportati gli ordini di accensione più usati nelle normali costruzioni a quattro tempi.

Fra i motori a 2 tempi, una volta disposte le manovelle secondo il più conveniente equilibramento, l'ordine di accensione possibile è sempre uno solo ed è quello che risulta percorrendo la stella delle manovelle in senso contrario al senso di rotazione del motore.

50. *Studio dell'equilibramento in alcuni casi particolari.*

Dopo aver esaminato dal punto di vista generale i problemi inerenti all'equilibramento, si vuole ora studiare l'equilibramento di alcuni tipi comuni di motori allo scopo di illustrare meglio quanto esposto in precedenza. L'ordine con cui verranno trattate le singole eccitazioni è il seguente:

1) *Forze centrifughe* ΣF_c ;

2) *Forze alterne del primo ordine* $\Sigma F'$. Per quanto si è detto al § 47, per i motori ad una o più file di cilindri, se esiste l'equilibrio naturale della ΣF_c esiste pure l'equilibrio della $\Sigma F'$ e non è necessaria alcuna altra verifica;

3) *Coppie dovute alle forze centrifughe* ΣC_c ;

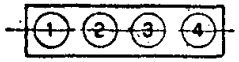
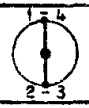
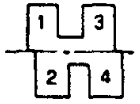
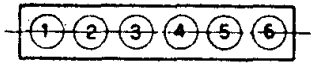
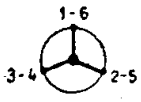
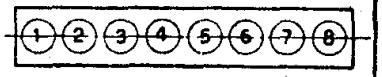
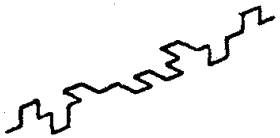
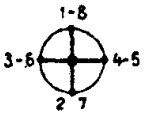
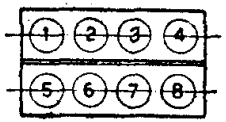
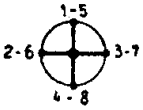
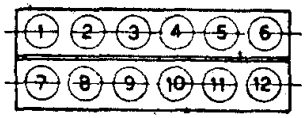
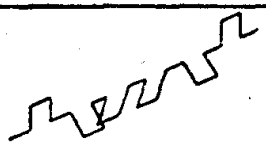
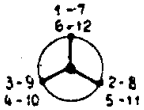
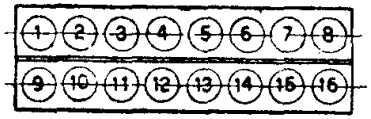
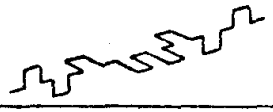
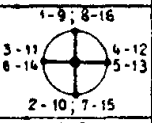
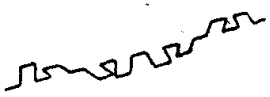
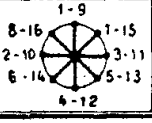
4) *Coppie dovute alle forze alterne del primo ordine* $\Sigma C'$;

5) *Forze alterne del secondo ordine* $\Sigma F''$;

6) *Coppie dovute alle forze alterne del secondo ordine* $\Sigma C''$.

Ricordiamo che i punti 1) e 3) riguardano direttamente l'equilibramento statico e dinamico dell'albero; i rimanenti interessano l'equilibramento del motore nel suo complesso.

TABELLA III. - *Ordine d'accensione dei motori a quattro tempi.*

			N° cilindri	Disposizione	Ordine di accensione	$\theta = \frac{180\ h}{}$
			4	in linea	1-3-4-2	180°
			4	orizz. contrapposti	1-3-2-4	180°
			6	in linea	1-5-3-6-2-4	120°
			8	in linea	1-6-2-5-8-3-7-4	90°
			8	in V di 90°	1-5-4-8-7-2-6-3	90°
			12	in V di 60°	1-12-4-9-2-11-6-7-3-10-5-8	60°
			16	in V di 45°	1-16-6-11-2-15-5-12-8-9-3-14-7-10-4-13	45°
			16	in V di 90°	1-15-2-16-4-14-3-13-11-8-9-6-10-5-12-7	

51. Motore monocilindrico.

Evidentemente in questo caso sono in gioco soltanto forze (fig. 50):

1) *Forze centrifughe* ΣF_c – L'equilibramento delle masse rotanti si realizza con l'aggiunta di contrappesi in prosecuzione dei bracci di manovella. Il momento statico dei due contrappesi m_c deve naturalmente essere uguale ed opposto al momento statico delle masse rotanti.

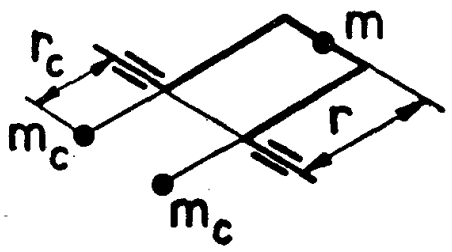


Fig. 50. – Albero contrappesato di motore monocilindrico.

2) e 5) *Forze alterne del* 1° *e* 2° *ordine,* $\Sigma F'$ e $\Sigma F''$. – Come già si è visto, normalmente ci si limita a ridurre le vibrazioni del 1° ordine con contrappesi, in aggiunta a quelli precedenti, aventi un momento statico metà di quello delle masse alterne immaginate concentrate sul bottone di manovella. Data la minore entità dei disturbi causati dalla trasformazione delle pulsazioni da verticali in orizzontali, talvolta il momento statico della contrappesatura alterna viene aumentato a 2/3 di quello delle masse alterne, preferendo aumentare di 1/3 le orizzontali e ridurre di altrettanto le verticali.

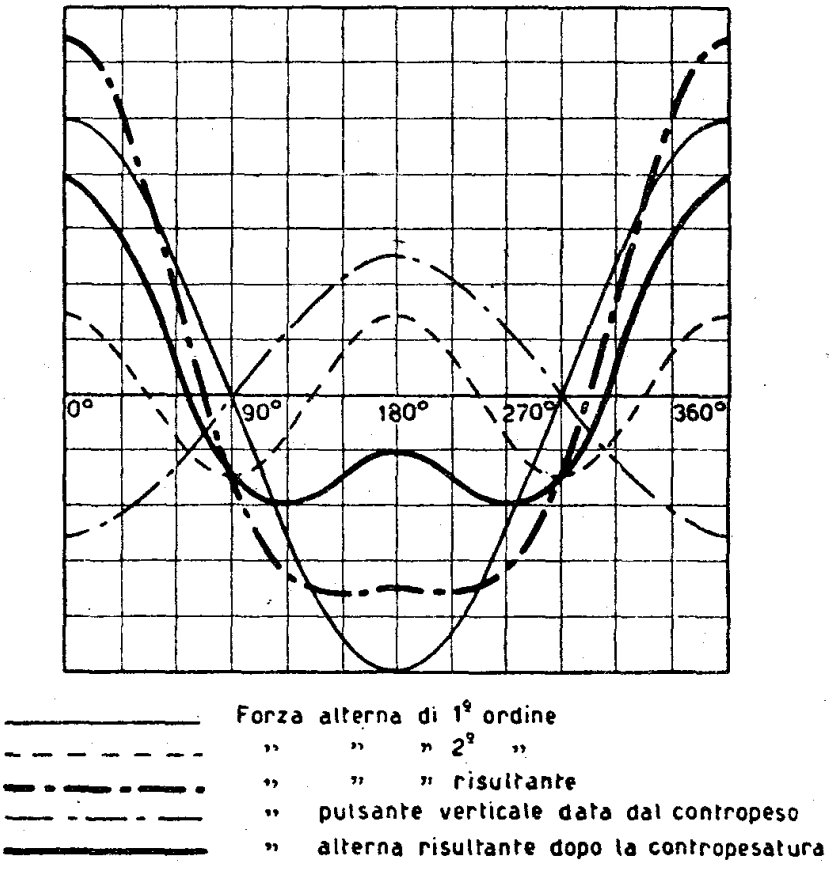


Fig. 51. – Diagramma della contrappesatura del monocilindro.

Poichè questo motore ha impieghi essenzialmente modesti ed utilitari, non si effettua mai l'equilibramento totale delle F', e tanto meno delle F'', possibile soltanto con il sistema degli alberi sussidiari rotanti.

Il diagramma riprodotto in fig. 51 dà l'andamento delle forze alterne indi-

cando separatamente quelle di 1° e 2° ordine e la risultante dopo la contrappesatura.

52. Motore a 2 cilindri in linea e a 4 tempi.

Per avere uno sfasamento uniforme dei cicli di lavoro le 2 manovelle devono essere a 360°. Infatti:

$$\theta = \frac{180^\circ \times 4}{2} = 360^\circ,$$ per cui le due bielle risultano imperniate su di uno stesso asse (fig. 52); spesso l'albero ha due soli sopporti.

Con questa disposizione il momento torcente è il più uniforme ottenibile da motore a 2 cilindri, ma le masse rotanti e le alterne risultano squilibrate perchè il sistema risulta evidentemente uguale a quello del motore monocilindrico.

Il bilanciamento si fa perciò in modo analogo.

La disposizione della fig. 53 è stata derivata dalla precedente con particolare riguardo all'equilibramento. Notiamo che essa coincide con quella da adottarsi nei motori bicilindrici a 2 tempi per i quali deve infatti essere:

$$\theta = \frac{180 \times 2}{2} = 180^\circ.$$

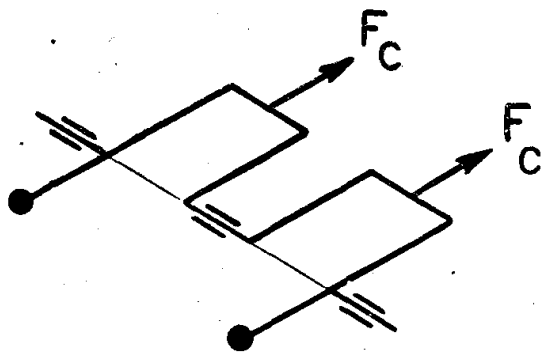


Fig. 52 – Albero di bicilindro con manovelle a 360°.

Con questa disposizione l'intervallo tra i cicli di lavoro non è più uniforme, dato che le fasi utili risultano consecutive; perciò dal punto di vista delle variazioni

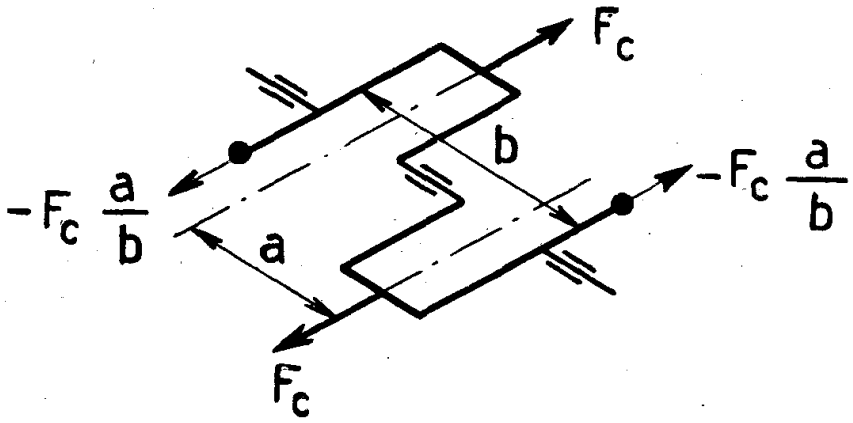


Fig. 53. – Albero di bicilindro con manovelle a 180°.

della coppia di reazione questa disposizione è meno buona della precedente. Se i cilindri fossero anch'essi a 180° come le manovelle (contrapposti) questo difetto non si verificherebbe.

Equilibramento:

1) *Forze centrifughe.* – Sono evidentemente equilibrate poichè uguali ed opposte: $\Sigma F_c = 0$.

2) *Le forze alterne del primo ordine* sono quindi equilibrate: $\Sigma F' = 0$.

3) *Coppie dovute alle forze centrifughe.* – Le due forze centrifughe, uguali ed

Cil. 2-5 : $\alpha = 120^\circ + \vartheta$,
$\cos 2\alpha = \cos (240^\circ + 2\vartheta)$, $F''_{2-5} = 2 M_a \omega^2 r \lambda (-0{,}5 \cos 2\vartheta + 0{,}866 \operatorname{sen} 2\vartheta)$;
Cil. 3-4 : $\alpha = 240^\circ + \vartheta$,
$\cos 2\alpha = \cos (480^\circ + 2\vartheta)$, $F''_{3-4} = 2 M_a \omega^2 r \lambda (-0{,}5 \cos 2\vartheta - 0{,}866 \operatorname{sen} 2\vartheta)$;
da cui la risultante: $\Sigma F'' = F''_{1-6} + F''_{2-5} + F''_{3-4} = 0$.

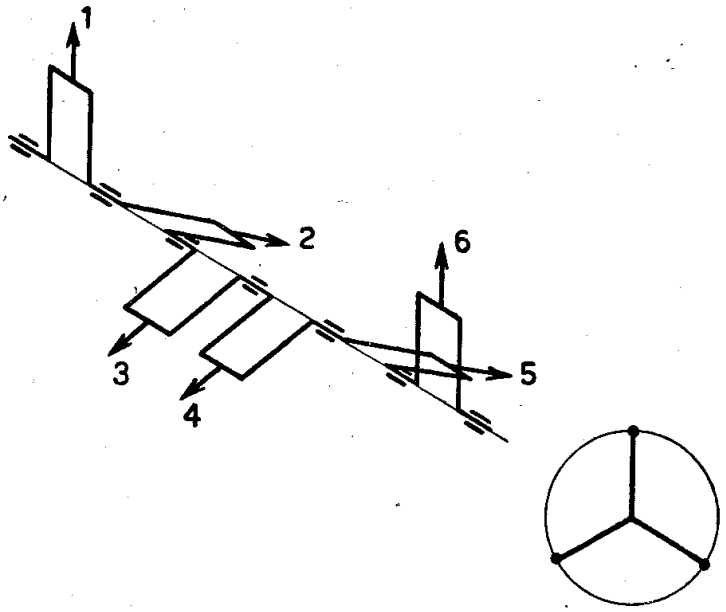


Fig. 56. – Albero del 6 cilindri a 4 tempi.

Ne risulta che in qualunque posizione le forze d'inerzia di secondo ordine sono equilibrate: $\Sigma F'' = 0$.

6) *Coppie dovute alle forze alterne di secondo ordine.* Dato che le forze risultano simmetricamente disposte rispetto ad un piano normale all'asse di rotazione, le coppie risultano equilibrate: $\Sigma C'' = 0$.

Il motore a 6 cilindri è uno dei motori più equilibrati; infatti, volendo spingere più avanti l'analisi, si trova che le forze alterne sono equilibrate fino al 5° ordine incluso.

55. Motore a 8 cilindri in V di 90°.

I cilindri sono disposti in due gruppi di quattro, contenuti in due piani a 90° fra loro. Su ciascun perno di manovella sono articolate le bielle di due cilindri in *V*.

Angolo di sfasamento tra i cicli di lavoro $\theta = \dfrac{180^\circ \times 4}{8} = 90^\circ$. L'albero a gomiti è in genere quello rappresentato in Fig. 57, in cui i numeri arabi indicano i cilindri contenuti nella fila di sinistra e quelli romani i cilindri della fila di destra; esso ha cinque o tre sopporti.

L'ordine di accensione normalmente è il seguente: 1-I-4-IV-II-3-III-2; esso ha cinque o tre sopporti.

1) *Forze centrifughe.* – Costituiscono un sistema di 4 forze a 90° fra loro e perciò sono in equilibrio: $\Sigma F_c = 0$.

2) *Forze alterne del primo ordine.* – Sono equilibrate poichè sono equilibrate quelle centrifughe: $\Sigma F' = 0$. Trattandosi di una disposizione di cilindri

diversa da quelle finora esaminate, daremo la dimostrazione. Consideriamo i primi due cilindri 1-I che hanno in comune la manovella e supponiamo che questa abbia ruotato di un angolo α rispetto alla posizione di P.M.S. del cilindro I (fig. 58).

Le forze alterne che agiscono nella direzione degli assi dei due cilindri, e perciò a 90° tra loro, valgono rispettivamente:

cilindro I $\quad F'_I = M_a \omega^2 r \cos \alpha;$

cilindro 1 $\quad F'_1 = M_a \omega^2 r \cos (\alpha + 90°) = - M_a \omega^2 r \operatorname{sen} \alpha;$

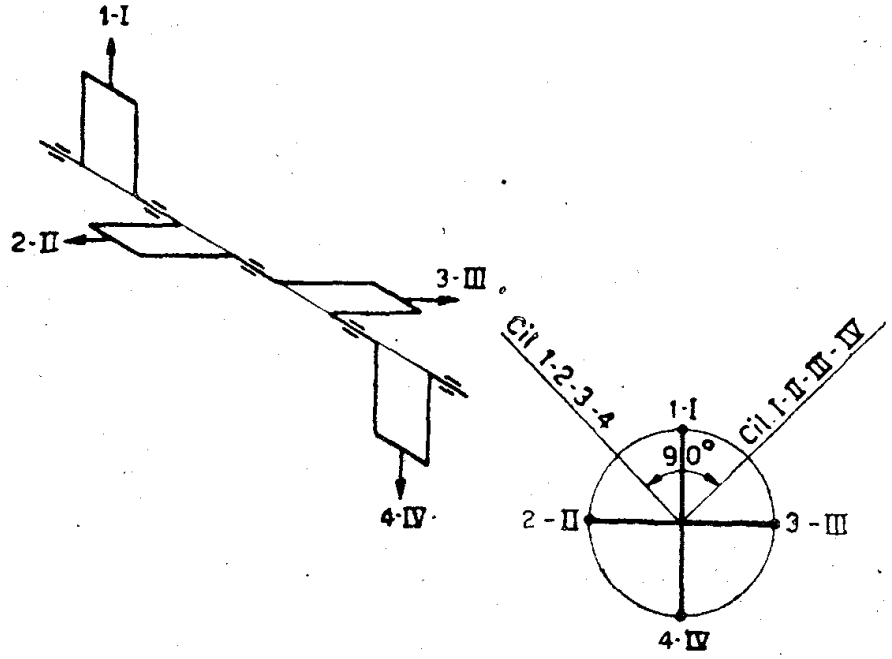


Fig. 57 - 8 cilindri a 4 tempi in V di 90° - Forze centrifughe.

La risultante di queste due forze alterne è la forza costante $F' = M_a \omega^2 r$ diretta secondo la manovella. Infatti due vettori alterni uguali in quadratura danno come risultante un vettore rotante di modulo uguale al valore massimo di uno dei vettori componenti (principio del campo rotante di Galileo Ferraris).

Altrettanto dicasi per gli altri cilindri.

Avremo così per ogni manovella, e cioè per ogni coppia di cilindri, una forza costante diretta secondo la manovella stessa. Essendo quattro le manovelle a 90° fra loro, le quattro forze, che sono le risultanti delle forze alterne di tutti otto i cilindri, saranno in equilibrio: $\Sigma F' = 0$.

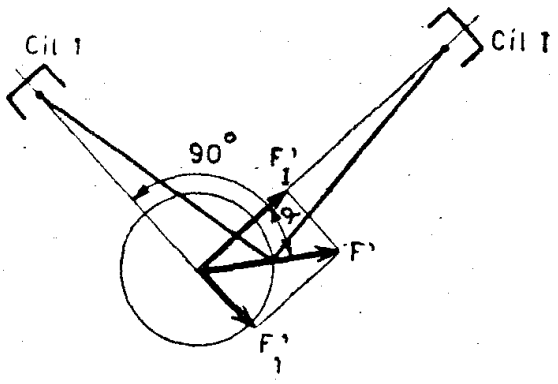


Fig. 58. – Forze alterne del 1° ordine di una coppia di cilindri in V di 90°.

3) *Coppie dovute alle forze centrifughe.* – Le forze centrifughe generano due coppie a 90° fra di loro; per eliminarle occorre eliminare le forze centrifughe, cioè contrappesare ogni manovella con una massa che fornisca una forza centrifuga uguale ed opposta a quella data dalle parti rotanti. Se non si vuole contrappesare separatamente ogni manovella

si può conseguire un sensibile risparmio di peso equilibrando la coppia risultante con due oppure con quattro contrappesi.

Per determinare il valore della coppia squilibrata si proietta (fig. 59) prima l'albero nel piano di traccia $z - z$ che contiene le manovelle 1 e 4 e poi sul piano normale di traccia $x - x$ contenente le manovelle 2 e 3.

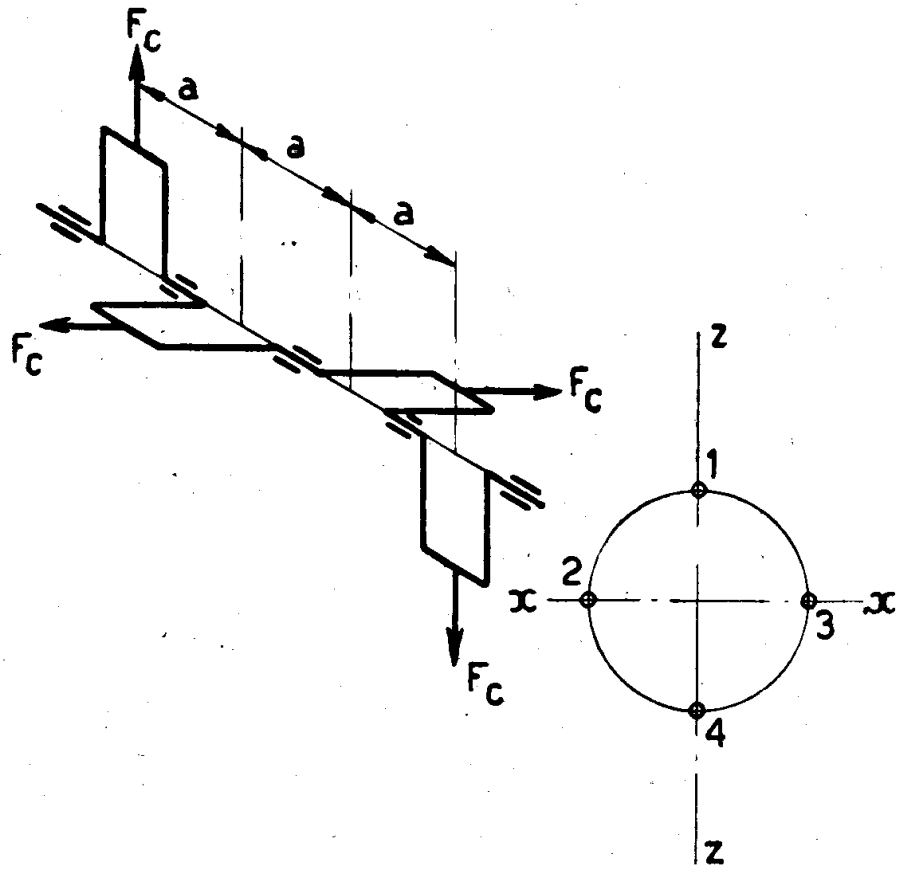


Fig. 59. – 8 cilindri in V di 90° - Forze e coppie centrifughe.

La coppia squilibrata nel piano $z - z$ è data da:

$$C_z = F_c \times 3\,a.$$

La coppia squilibrata nel piano x-x da:

$$C_x = F_c \times a.$$

Il valore della coppia squilibrata risultante si ottiene componendo i vettori momento delle due coppie parziali (fig. 60):

$$C_R = \sqrt{(3\,F_c \cdot a)^2 + (F_c \cdot a)^2} = 3{,}16\,F_c \cdot a\,.$$

Il suo piano d'azione è quello normale al vettore momento risultante ed è sfasato rispetto al piano delle manovelle 1-4 di un angolo γ uguale a 18° e 30′:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{C_x}{C_z} = \frac{1}{3}; \quad \gamma = 18^\circ\,30'.$$

Si può ottenere l'equilibramento esatto per mezzo dei contrappesi.

4) *Coppie dovute alle forze alterne del primo ordine.* – Analogamente quanto abbiamo visto per le forze centrifughe le 4 risultanti delle forze alterne di primo ordine danno luogo a due coppie in due piani a 90°.

Dato che le 4 forze sono in fase con le forze centrifughe, il piano della coppia risultante delle forze alterne è il medesimo piano della coppia risultante delle forze centrifughe.

Per trovare il valore della risultante basta sostituire alla forza F_c la forza $F' = M_a \omega^2 r$ per cui $C' = 3{,}16\, F'\, a$. Il momento totale della coppia da equilibrare è perciò eguale alla somma dei momenti della coppia dovuta alle forze centrifughe C_c e di quella dovuta alle forze alterne C':

$$C_R = 3{,}16\, a\, (F_c + F')\,.$$

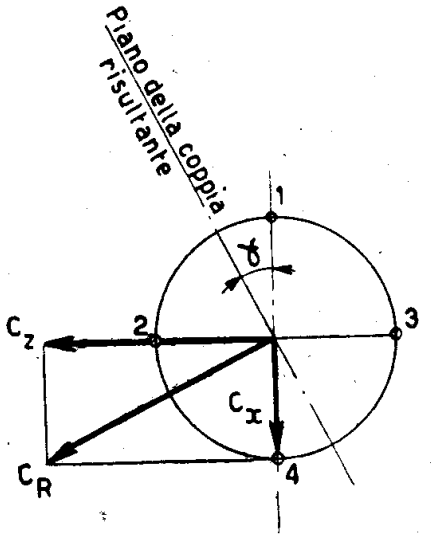


Fig. 60. – 8 cilindri in V di 90° – Coppia centrifuga risultante.

5) *Forze alterne del secondo ordine.* – Le forze alterne dei diversi cilindri valgono:

Cil. I $\alpha = \vartheta$, $\cos 2\alpha = \cos 2\vartheta$, $F_I'' = M_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

Cil. 1 $\alpha = \vartheta + 90°$, $\cos 2\alpha = \cos(2\vartheta + 180°) = -\cos 2\vartheta$, $F_1'' = -M_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

Cil. II $\alpha = \vartheta + 90°$, $\cos 2\alpha = \cos(2\vartheta + 180°) = -\cos 2\vartheta$, $F_{II}'' = -M_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

Cil. 2 $\alpha = \vartheta + 180°$, $\cos 2\alpha = \cos(2\vartheta + 360°) = \cos 2\vartheta$, $F_2'' = M_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

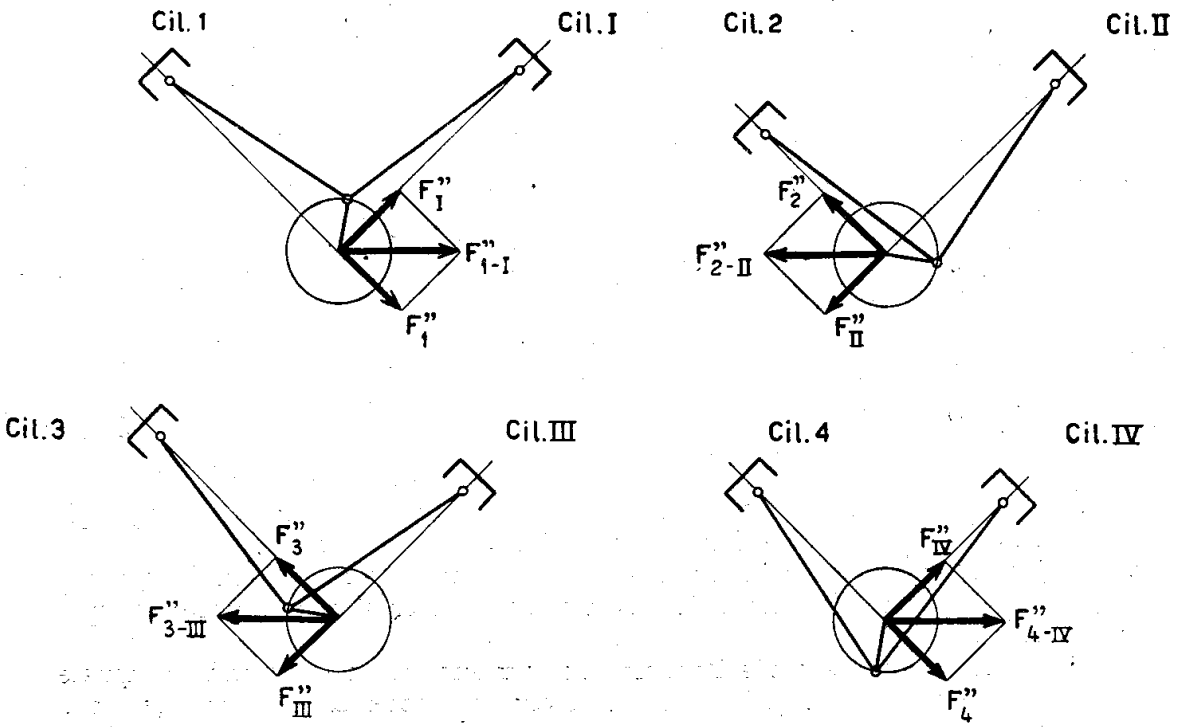


Fig. 61. – 8 cilindri in V di 90° - Forze alterne del 2° ordine.

3) *Coppie dovute alle forze centrifughe ed alterne del I ordine.* – Le risultanti delle forze centrifughe e di quelle alterne del primo ordine, agendo in due piani diversi, danno luogo ad una coppia squilibrata di momento:

$$(M_r + 0{,}5\ M_a)\ \omega^2\ r\ a \quad \text{(fig. 64)}.$$

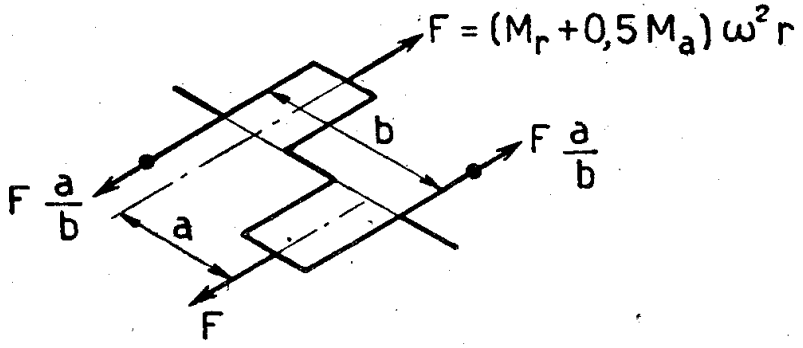


Fig. 64. – Albero di motore a doppia stella.

Per l'equilibramento esatto basta porre sui bracci estremi un contrappeso di momento statico:

$$(M_r + 0{,}5\ M_a)\ r\ \frac{a}{b}\ .$$

4) *Forze alterne del II ordine.* – Per stelle con numero di cilindri maggiore di 3 sono sempre equilibrate perchè, come abbiamo visto, sono equilibrate nella stella semplice. Quando le stelle sono a tre cilindri si ha pure equilibrio perchè le due risultanti $3/2\ M_a\ \omega^2\ p$ sono in opposizione.

5) *Coppie dovute alle forze alterne del II ordine.* – Esistono ovviamente solo quando i cilindri sono in numero di 3 per ogni stella.

CAPITOLO SESTO

VIBRAZIONI TORSIONALI

Non intendiamo qui trattare a fondo il complesso problema delle vibrazioni torsionali dell'albero a gomiti; ci limitiamo a presentarlo nelle sue linee generali in modo da consentire al lettore di rendersi conto della natura del fenomeno e di spiegarsi la presenza in molti motori dei dispositivi atti a ridurre gli effetti dannosi che da esso derivano.

58. *Oscillazioni proprie dell'albero.*

Se fra le estremità di un albero alle quali siano state fissate due masse di momento d'inerzia I_1 e I_2 (fig. 65) applichiamo un momento torcente M, l'albero si deforma per torsione e in esso si generano delle coppie elastiche di reazione la cui risultante fa equilibrio al momento M applicato.

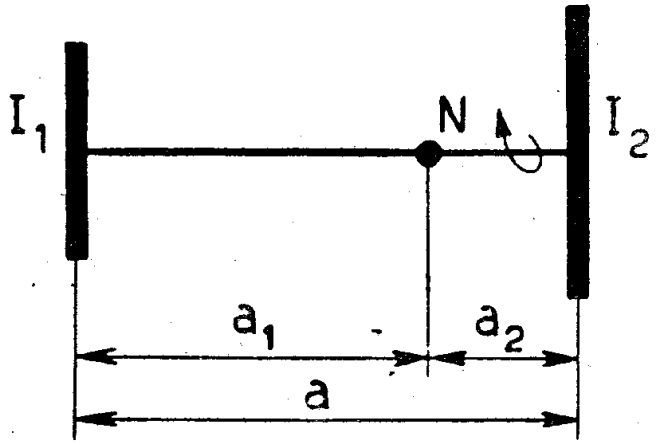


Fig. 65. – Schema di elemento oscillante torsionalmente.

In questo assetto di equilibrio le sezioni estreme sono ruotate tra di loro di un certo angolo rispetto alla posizione iniziale. Se improvvisamente il momento applicato viene a mancare, le masse I_1 e I_2 assumono un moto oscillatorio, che vien detto moto di *oscillazione propria dell'albero.*

Queste oscillazioni si vanno smorzando per effetto delle resistenze passive interne all'albero, o di isteresi, che consumano l'energia *di carica* trasformandola in calore, ed il sistema si ferma dopo un certo tempo. Si può impedire che si fermi applicando periodicamente un momento M in fase con il moto oscillatorio proprio dell'albero: il momento eccitante M entra allora *in risonanza* con la oscillazione propria dell'albero.

Se l'energia fornita periodicamente è uguale all'energia dissipata periodicamente, le oscillazioni si mantengono con caratteristiche costanti; se è maggiore, le oscillazioni si esaltano, le deformazioni crescono, e il materiale finisce per deformarsi permanentemente o per rompersi.

È evidente che le oscillazioni sono tanto più veloci quanto più sono piccoli I_1 e I_2 e la loro distanza, e quanto più è elevata la rigidezza alla torsione $G J_p$ dell'albero (G modulo di elasticità alla torsione; J_p momento d'inerzia polare della sezione retta dell'albero).

Il periodo di oscillazione è infatti espresso dalla formula:

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{\left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2}\right)\frac{G J_p}{a}}}.$$

Durante il moto oscillatorio la sezione dell'albero corrispondente al punto N non subisce rotazioni; N costituisce ciò che nella teoria delle vibrazioni è detto *un nodo*. Si dimostra che la sua posizione vien data dalla relazione:

$$I_1 a_1 = I_2 a_2 .$$

Nel caso che all'albero siano applicate z masse di momento d'inerzia $I_1 I_2 \ldots I_z$ il moto è ancora oscillatorio e risulta dalla sovrapposizione di $z - 1$ moti parziali, di periodi T diversi e *non necessariamente armonici*; il moto a periodo più elevato avrà un nodo N, quello che lo segue ne avrà due e così via fino al moto di ordine $z - 1$ che ne avrà $z - 1$. Questi $z - 1$ moti oscillatori costituiscono tutte le *oscillazioni proprie* possibili nell'albero in istudio.

La ricerca della legge del moto per via analitica è in questo caso estremamente complicata, per cui in pratica si ricorre a mezzi grafici meno precisi ma più comodi e sbrigativi.

59. Moto oscillatorio dell'albero a gomiti.

Le considerazioni fatte per un albero schematizzato di sezione costante si possono estendere ad un albero comunque complicato e quindi anche ad un albero a gomiti.

Poichè però il momento d'inerzia polare J_p della sezione retta dell'albero non è costante e, per la presenza delle manovelle, alcune parti sono sollecitate a flessione anzichè a torsione, per l'opportuna semplificazione del problema conviene in pratica *sostituire all'albero reale un albero fittizio* (*albero equivalente a torsione*) avente le stesse masse, ma disposte a distanze a tali che, con un momento d'inerzia J_p' costante e sottoposto allo stesso momento torcente, le rotazioni

relative delle varie masse siano uguali a quelle dell'albero reale (*riduzione delle lunghezze*). Così nel caso teorico più semplice che l'albero sia sollecitato tutto a torsione e che il momento d'inerzia J_p della sua sezione retta sia variabile a tratti (fig. 66), l'albero equivalente potrà essere rappresentato p. es. da un albero con J_p costantemente uguale a J_{p1}. La distanza a_1 allora non varierà, mentre le altre distanze dovranno essere adeguate al momento d'inerzia J_{p1}. Chiamando ϑ l'angolo di torsione si ha, applicando l'equazione generale di elasticità:

$$\vartheta = \frac{M_t \cdot a_2}{G \cdot J_{p2}} = \frac{M_t \cdot a'_2}{G \cdot J_{p1}}$$

da cui si ricava la nuova distanza a'_2

$$a'_2 = a_2 \frac{J_{p1}}{J_{p2}}$$

e analogamente

$$a'_3 = a_3 \frac{J_{p1}}{J_{p3}}.$$

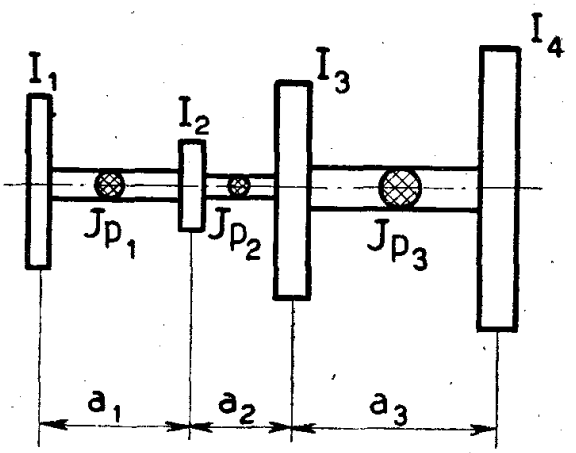


Fig. 66. – Schema di albero oscillante torsionalmente.

Nel caso pratico invece in cui l'albero ha alcune parti sollecitate a flessione, queste debbono venire sostituite con un tronco d'albero fittizio sollecitato a torsione di momento sempre uguale al J_{p1} del caso precedente, ma di lunghezza tale che sia soddisfatta l'eguaglianza seguente:

$$\vartheta = \frac{M \cdot r}{E \cdot J_f} = \frac{M \cdot a''}{G J_{p1}}.$$

dove r è la lunghezza del braccio sollecitato a flessione e J_f il momento d'inerzia della sua sezione resistente. Da essa si deduce:

$$a'' = r \frac{G \cdot J_{p1}}{E \cdot J_f}.$$

Si deve inoltre tenere presente che, se l'albero per mezzo di ingranaggi comanda in alcuni suoi punti altri organi, questi entrano in gioco con i loro momenti d'inerzia moltiplicati per il quadrato del rapporto di trasmissione ed applicati in quei punti. Come conseguenza di ciò, le masse alterne vanno trasportate dimezzate al bottone di manovella.

Le considerazioni svolte sono valide anche per l'albero in rotazione e *le rotazioni del moto vibratorio sono allora intese come variazioni del moto di rotazione di tutto l'albero*; poichè l'albero trasmette una coppia motrice *il momento eccitante* M *è rappresentato dalle variazioni di tale coppia.*

Ricordiamo che nell'albero a gomiti le masse che entrano in gioco nello studio delle oscillazioni torsionali sono quelle che abbiamo imparato a conoscere come masse rotanti, alle quali si aggiunge la massa del volano o dell'elica.

60. Oscillazioni del momento eccitante.

Come abbiamo visto le eccitazioni sono dovute alle variazioni della coppia motrice, ossia *alle punte del suo diagramma* (v. § 40). Poichè le accensioni dei cilindri si succedono ad intervalli uguali, il momento eccitante si ripete con lo stesso ritmo, cioè l'albero viene eccitato a vibrare torsionalmente ogni qual volta si ha un'accensione.

Il numero delle pulsazioni al secondo (frequenza) è dato da:

$$f = 360 \frac{n}{60} \Big/ \frac{180\, h}{i} = \frac{n \cdot i}{30\, h}$$

: il periodo del momento eccitante:

$$T_e = \frac{1}{f} = \frac{30\, h}{n \cdot i}\,.$$

Quando il periodo T_e del momento eccitante coincide con il periodo T di una delle pulsazioni proprie dell'albero a gomiti, o anche quando coincide con un suo multiplo intero, la causa eccitante entra in risonanza con le vibrazioni proprie dell'albero.

Si definiscono *numeri di giri critici torsionali* n_c quelli per cui si verifica questa condizione. I valori dei diversi n_c si ricavano dalla relazione:

$$T_e = T \quad ; \quad \frac{30\, h}{n_c\, i} = T \quad ; \quad n_c = \frac{30\, h}{T \cdot i}$$

sostituendo in essa a T i valori dei periodi delle diverse oscillazioni proprie dell'albero. Anche i numeri di giri sottomultipli interi dei vari n_c trovati sono numeri di giri critici, per cui si dovrà porre:

$$n_c = \frac{30\, h}{k \cdot T \cdot i}$$

dove k rappresenta numeri interi. Naturalmente le velocità critiche più pericolose sono quelle corrispondenti alle oscillazioni fondamentali o di ordine 1 ($k = 1$).

Da quanto si è visto si deduce che il pericolo di risonanza è tanto più lontano quanto più l'albero è rigido (la frequenza delle oscillazioni proprie è tanto più elevata), e quanto più è basso il numero di cilindri (la frequenza del momento eccitante è tanto più bassa). Così mentre

di regola non ci si trova in condizione di risonanza nei 4 cilindri anche abbastanza veloci, per numeri di cilindri superiore è facile incorrervi per la concomitanza delle due cause citate.

Concludendo: in pratica dovranno essere prese in considerazione quelle oscillazioni proprie dell'albero i cui periodi T o i primi loro multipli kT danno, secondo la formula vista, velocità n_c prossime alle velocità di utilizzazione del motore.

61. *Mezzi per smorzare le oscillazioni torsionali.*

Può darsi che un albero, pur funzionando ad una velocità critica, resista per un certo tempo senza rompersi perchè l'energia fornita dal momento eccitante è assorbita dal lavoro di deformazione del materiale. Tuttavia essendo soggetto ad uno sforzo di fatica finisce, o prima o poi, per rompersi ugualmente. Per rimediare occorre che l'energia che deve essere consumata venga assorbita da un organo apposito. Questo è lo scopo degli smorzatori di vibrazioni torsionali a frizione molto usati sui motori da autoveicoli e di cui la fig. 67 rappresenta un esempio. Essi sono costituiti da un volano trascinato in rotazione a mezzo di una frizione; il volano tende ad assumere velocità di rotazione costante grazie al suo elevato momento d'inerzia, per cui frena attraverso alla frizione le eventuali oscillazioni dell'albero.

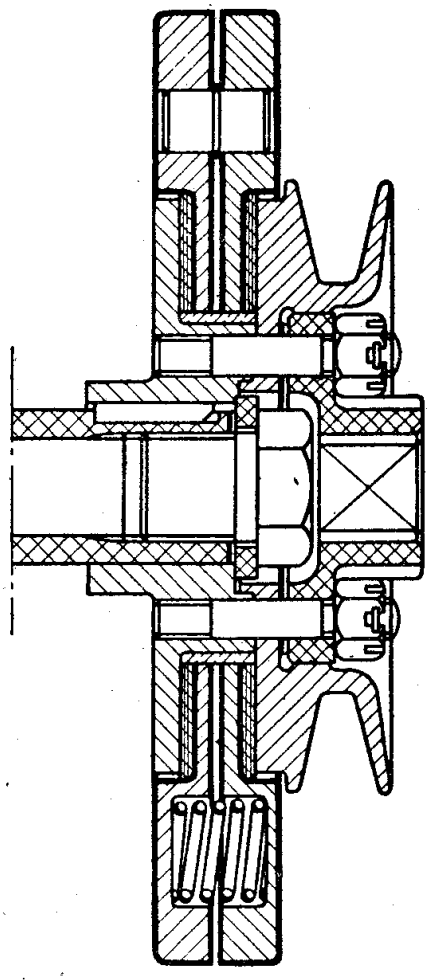


Fig. 67. – Smorzatore a frizione di vibrazioni torsionali.

Su di un altro principio funzionano invece gli smorzatori del tipo di fig. 68 usati in aeronautica. Le masse facenti parte del contrappeso sono accoppiate all'albero pendolarmente; il pendolo è calcolato in modo che abbia lo stesso periodo di oscillazione dell'oscillazione da smorzare: sollecitato a muoversi, le sue oscillazioni risultano in opposizione con quelle del momento eccitante che resta così smorzato.

Facciamo notare che, mentre gli smorzatori a frizione dissipano per attrito l'energia in eccesso, quelli a pendolo la immagazzinano durante una fase per restituirla durante una fase successiva e si può dire che funzionino come un particolare volano. Inoltre mentre quelli a frizione sono capaci di

smorzare una elevata gamma di oscillazioni, quelli a pendolo ne smorzano una sola ma in modo più efficace.

Smorzatori costituiti da volani accoppiati all'albero mediante

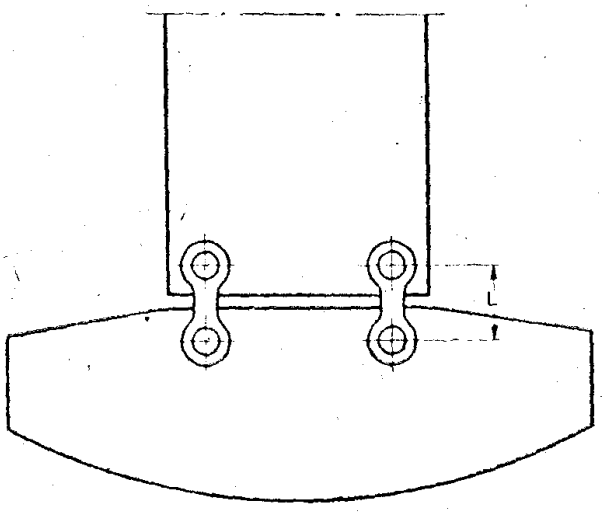


Fig. 68. - Contrappeso pendolare.

gomma (fig. 69), funzionano sfruttando ambedue i principi date le

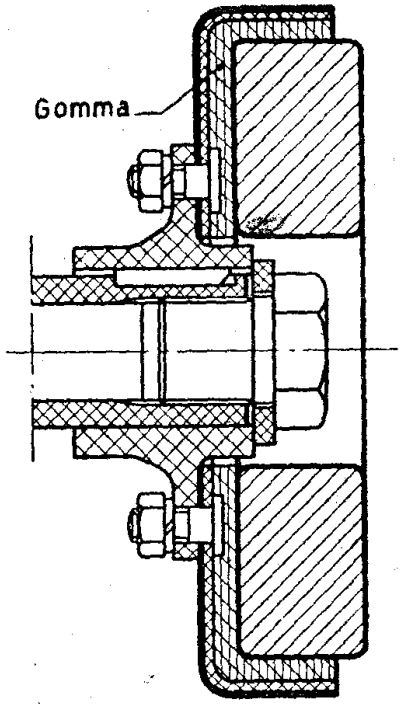


Fig. 69. - Smorzatore a gomma.

caratteristiche di elasticità, e nello stesso tempo di isteresi, della gomma.

62. *Costruzione grafica approssimata per la determinazione delle oscillazioni proprie di un albero.*

Supponiamo l'albero già ridotto ad albero equivalente alla torsione. Si applichino alle masse delle forze proporzionali al loro momento d'inerzia e si connettano tali forze con un poligono funicolare (fig. 70). L'intersezione dei lati estremi del poligono definisce in N_1 il nodo della oscillazione di ordine 1 e con l_1 il periodo dato dalla:

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{G J_p}{l_1 H}}}$$

dove H va letto nella scala dei momenti d'inerzia e l_1 in quella delle lunghezze. Per definire le caratteristiche della oscillazione di ordine 2 si tracci

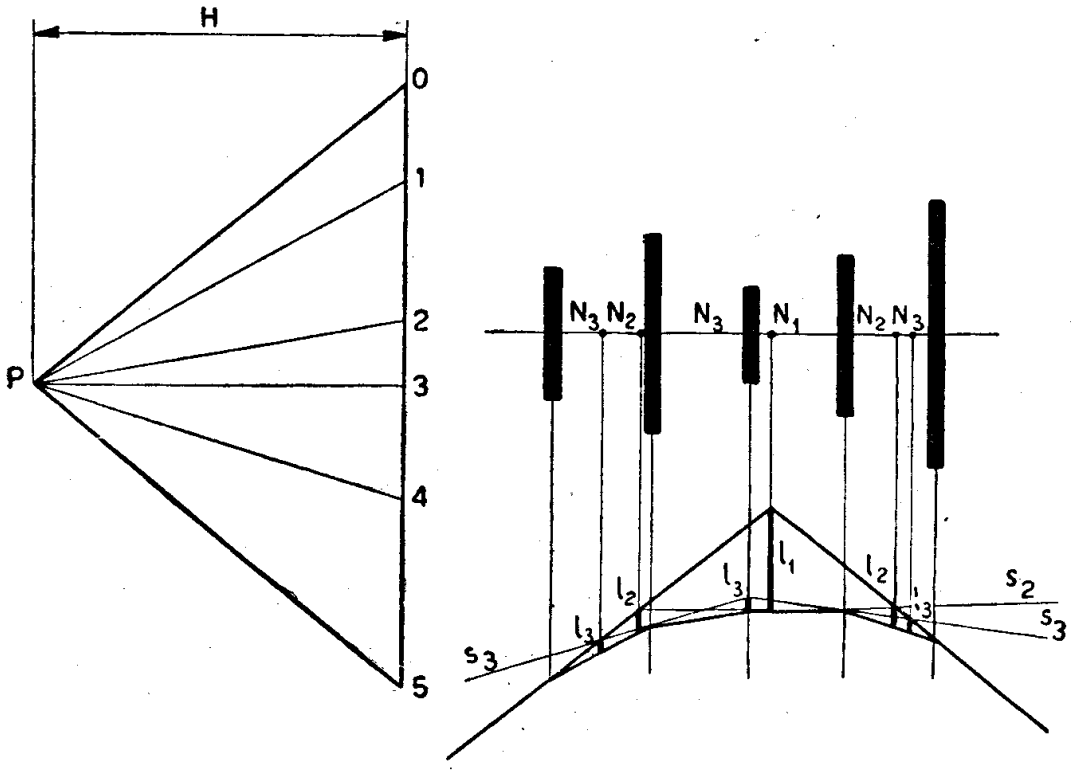


Fig. 70. – Ricerca delle oscillazioni proprie dell'albero motore.

una retta s_2 tangente al poligono funicolare e tale che tagli i due lati estremi in punti per i quali i segmenti l_2 compresi fra questi lati e i due contigui, presi in direzione delle linee di forza, risultino uguali I prolungamenti di detti segmenti tagliano l'albero in corrispondenza dei nodi del moto oscillatorio di ordine 2, e la loro grandezza ne definisce il periodo.

Per trovare le caratteristiche di ordine 3, 4, ecc. si tracciano 2 rette s_3, 3 rette s_4, ecc. tangenti ciascuna al poligono e tali che in corrispondenza delle loro intersezioni e delle intersezioni con i lati estremi del poligono, delimitino segmenti l_3 uguali fra loro, o l_4 pure uguali fra loro, ecc.

In fig. 70 la ricerca è stata spinta fino all'ordine 3.

CAPITOLO SETTIMO

LA DISTRIBUZIONE

63. Premesse.

La durata delle fasi del ciclo di lavoro è determinata dai tempi di apertura delle luci di passaggio del fluido attivo, praticate nella parete della camera di combustione (4 tempi) o in quella del cilindro (2 tempi).

Nei motori a 4 tempi l'apertura e la chiusura delle luci è ottenuta con *valvole a fungo* oppure, in pochi casi, con un sistema a cassetto, per mezzo di *foderi* scorrenti nel cilindro, o con un sistema a *distributore rotante* applicato generalmente sulla testa.

Nei motori a 2 tempi le luci sono in genere aperte e chiuse dallo stesso stantuffo funzionante come organo distributore; si hanno però

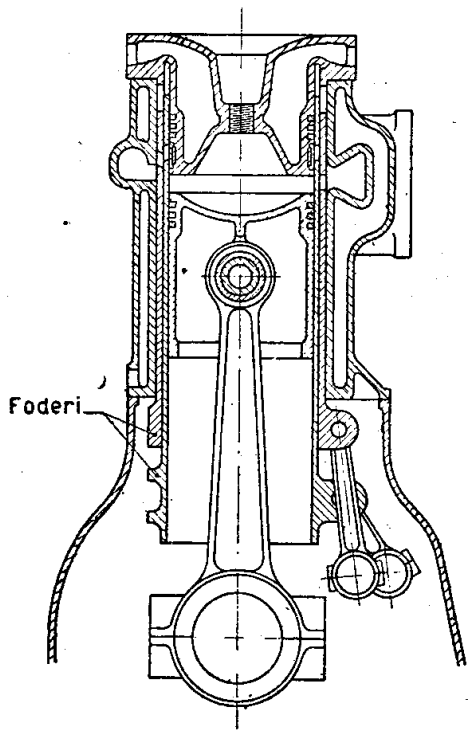


Fig. 71. – Motore con distribuzione a foderi (Knight).

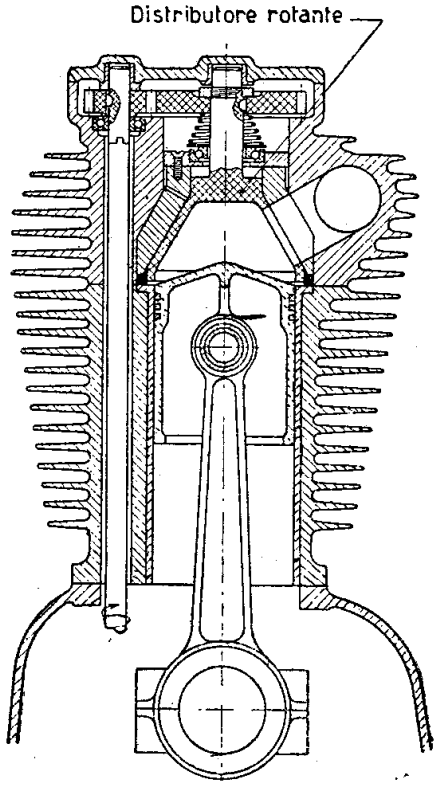


Fig. 72. – Motore con distributore rotante (Aspin).

casi in cui esistono una o più valvole per l'aspirazione o per lo scarico. Il nostro studio si occuperà particolarmente delle valvole e del loro comando.

Per quanto riguarda la distribuzione ottenuta con *foderi* o con *distributori rotanti* ci limitiamo a dare in fig. 71 e 72 uno schizzo di una fra le varie realizzazioni di ciascuno dei due sistemi. Lo sviluppo dei calcoli relativi può essere condotto sulla falsariga di quello che si riferisce alle valvole ed al loro comando, e sarà di facile esecuzione per chi conoscerà la trattazione relativa a quest'ultimo.

Diamo un elenco dei vantaggi e degli svantaggi principali di questi sistemi.

Vantaggi:

a) Nel caso del distributore rotante sono aboliti gli organi dotati di moto alternato e perciò esiste la possibilità, dal punto di vista meccanico, di raggiungere elevatissimi numeri di giri senza incontrare inconvenienti come quelli causati dalle forze d'inerzia delle valvole e parti annesse (trepidazioni, rumorosità, sfarfallamenti, ecc.).

b) Silenziosità di funzionamento meccanico.

c) Possibilità di ottenere forme di alto rendimento termico per le teste dei cilindri non esistendo i vincoli dovuti alla sistemazione delle valvole.

Svantaggi:

a) Difficoltà di tenuta.

b) Difficoltà di raffreddamento e lubrificazione del distributore e dei foderi.

c) Difficoltà di raffreddamento dello stantuffo nel caso della distribuzione a foderi.

64. Schema di funzionamento della valvola.

In fig. 73 è indicato lo schema di montaggio di una valvola nella sua forma più semplice e comune.

La valvola è composta di due parti: *la testa* che serve a chiudere la luce di passaggio e *il gambo* che serve a guidare il movimento ed a trasmettere alla testa il carico della molla di richiamo.

La tenuta è fatta su di una superficie generalmente tronco-conica ricavata alla periferia della testa; questa superficie appoggia, in condizioni di chiusura, su di una sede avente la superficie conica leggermente più stretta di quella della valvola, per tener conto dell'usura della valvola stessa. La valvola si apre spostandosi verso l'interno della camera di combustione e ciò è favorevole alla tenuta del fluido poichè la pressione interna si oppone all'apertura.

Lo spostamento massimo compiuto per aprire il condotto è denominato *alzata*. L'alzata è ottenuta a tempo debito per mezzo di un eccentrico che ruota comandato dall'albero motore; esso trasmette il

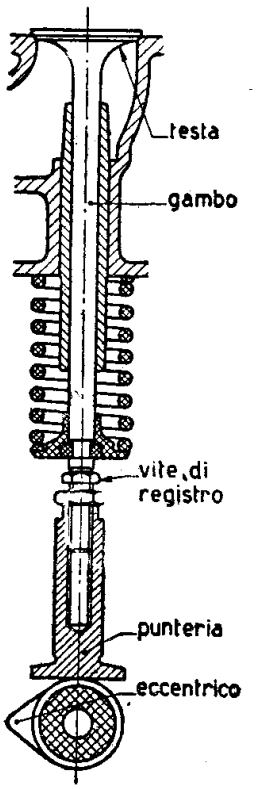


Fig. 73. – Comando di valvola a fungo.

moto alternato alla valvola quasi sempre per mezzo di organi intermedi che nel più semplice dei casi si riducono ad una *punteria* e cioè a un puntalino, interposto fra eccentrico e valvola, il quale serve, oltre che come spessore variabile di registro e di ripresa del gioco, a sopportare la spinta laterale generata dall'eccentrico. Parleremo in seguito degli altri sistemi adottati per trasmettere il movimento dall'eccentrico alla valvola.

Le valvole si dicono **laterali** quando sono disposte lateralmente al cilindro e **in testa** quando sono disposte sul cilindro stesso.

Il funzionamento della valvola di aspirazione deve essere tale da assicurare il massimo riempimento possibile del cilindro; quello della valvola di scarico tale che la contropressione allo scarico (e cioè la resistenza al passaggio dei gas combusti) sia la minore possibile. A questo scopo è necessario che vengano soddisfatte le seguenti condizioni:

a) Apertura e chiusura negli istanti più adatti al miglior svolgimento delle fasi del ciclo.

b) Apertura e chiusura più rapide possibili onde avere la massima apertura durante la maggior parte del tempo che si ha a disposizione per realizzare l'aspirazione e lo scarico.

c) Minima resistenza al passaggio del fluido.

65. *Sezione di passaggio attraverso la valvola.*

La sede della valvola è generalmente una superficie conica con la generatrice formante un angolo di 45° con il piano della testa della valvola; l'angolo della generatrice è talvolta di soli 30°. Si hanno rari casi in cui la superficie conica è sostituita da una piana normale all'asse del gambo; con questo sistema si ha il vantaggio di ottenere la voluta area di passaggio per il gas con un'alzata minore, per cui la valvola può essere aperta e chiusa più velocemente.

La fig. 74 illustra il caso in cui l'alzata è piuttosto piccola in confronto della larghezza della sede. Siano:

d = diametro inferiore della sede (diametro del condotto);
H = alzata;
α = angolo della generatrice della sede.

L'area di passaggio minima A_v per il valore H dell'alzata è evidentemente quella di una superficie tronco-conica di cui H', distanza del punto 1 dalla sede, è la generatrice. Poichè abbiamo:

$$H' = H \cos \alpha \; ; \qquad d_1 = d + 2\, H' \operatorname{sen} \alpha = d_1 = d + 2\, H \cos \alpha \operatorname{sen} \alpha,$$

l'area di passaggio risulta:

$$A_v = \pi \frac{d_1 + d}{2} H' = \pi\, (d + H \cos \alpha \operatorname{sen} \alpha)\, H \cos \alpha =$$

$$= \pi\, (d \cdot H \cos \alpha + H^2 \cos^2 \alpha \operatorname{sen} \alpha)$$

Nel caso di $\alpha = 45°$:

$$A_v = \pi\,(0{,}707\,d \cdot H + 0{,}353\,H^2) = 2{,}22\left(d + \frac{H}{2}\right) H\,.$$

Per $\alpha = 30°$:

$$A_v = \pi\,(0{,}866\,d \cdot H + 0{,}375\,H^2)\,.$$

La fig. 74 *a* si riferisce al caso in cui l'alzata è grande in confronto alla larghezza della sede. La generatrice della superficie tronco-conica che rappresenta

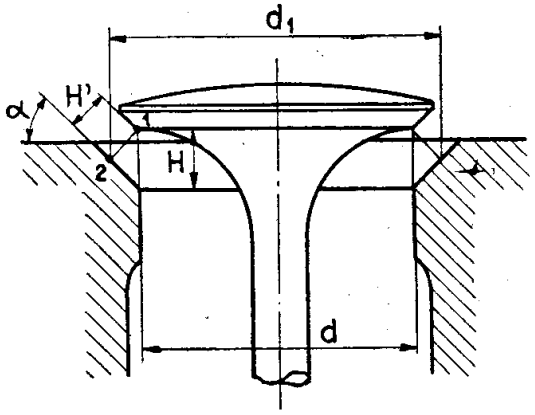


Fig. 74. Valvola a sede conica.

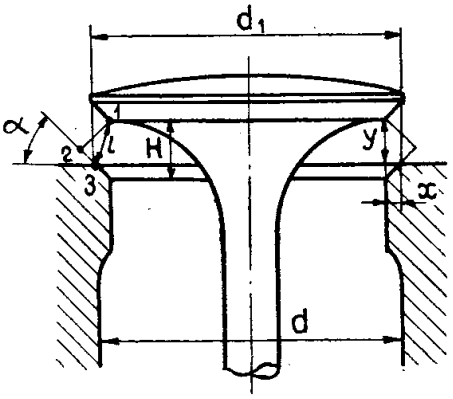


Fig. 74 *a*

l'area di passaggio diventa infatti la distanza l fra i punti 1 e 3; il punto 2 viene a trovarsi fuori della sede.

Dalla figura si ricava:

$$l = \sqrt{y^2 + x^2}$$

e, chiamando s la lunghezza della generatrice della sede conica:

$$\begin{aligned} y &= h - s \operatorname{sen} \alpha \\ x &= s \cos \alpha \\ l &= \sqrt{(H - s \operatorname{sen} \alpha)^2 + (s \cos \alpha)^2} \\ H &= \sqrt{l^2 - (s \cos \alpha)^2} + s \operatorname{sen} \alpha \\ d_1 &= d + 2\,s \cos \alpha\,. \end{aligned}$$

Il valore di A_v diventa:

$$A_v = \pi \left(\frac{d + d_1}{2}\right)^2 l$$

$$= \pi \left(\frac{d^2 + d_1 + 2\,s \cos \alpha}{2}\right)^2 [(H - s \operatorname{sen} \alpha)^2 + (s \cos \alpha)^2]^{1/2}$$

e per $\alpha = 45°$:

$$\begin{aligned} A_v &= \pi\,(d + 0{,}707\,s)\,[(H - 0{,}707\,s)^2 + (0{,}707\,s)^2]^{1/2} \\ &= \pi\,(d + 0{,}707\,s)\,(H^2 - 1{,}414\,H\,s + s^2)/^{1/2} \end{aligned}$$

Nel caso della sede piana (fig. 75) l'area di passaggio è evidentemente:

$$A_v = \pi\,d \cdot H\,.$$

Eguagliando l'area della sede piana (di cui distinguiamo l'alzata con H_p) all'area della sede conica a 45° (fig. 74) (per la quale indichiamo l'alzata con H_{45}) si ha:

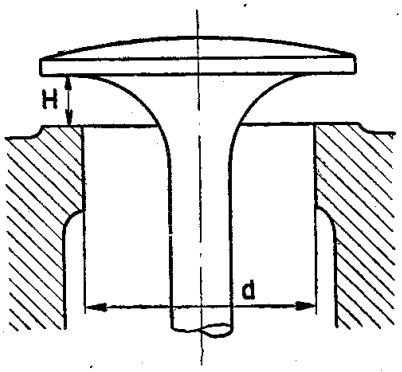


Fig. 75. – Valvola a sede piana.

$$H_p = 0{,}707\, H_{45} + 0{,}353\, \frac{H^2_{45}}{d}\,.$$

Facendo ad esempio $H_{45} = \dfrac{d}{5} = 0{,}2\, d$ si ha:

$$H_p = \frac{0{,}707}{5}\, d + 0{,}353\, \frac{d^2}{25\, d} = d\,(0{,}1414 + 0{,}01412) = 0{,}1555\, d;$$

e quindi, per $d = 1$, vale la seguente proporzione:

$$\frac{H_p}{0{,}1555} = \frac{H_{45}}{0{,}2}\,,$$

da cui:

$$H_p = \frac{0{,}1555}{0{,}2}\, H_{45} = 0{,}7775\, H_{45} = \frac{3}{4} \div \frac{4}{5}\, H_{45}\,.$$

È importante che A_v sia all'incirca uguale alla sezione di passaggio del condotto, per cui l'alzata deve essere scelta in modo che questa condizione sia rispettata il più possibile. Nel calcolo della sezione del condotto bisogna tener conto dello spazio occupato dal gambo della valvola. Il proporzionamento fra diametro e alzata viene fatto a seconda del tipo di motore in base a considerazioni sulla silenziosità di funzionamento e sul rendimento volumetrico; in media:

$$H \cong \frac{d}{4}\,.$$

66. Velocità media del gas attraverso la valvola.

Il calcolo delle dimensioni delle valvole viene fatto in generale in base alla massima velocità media ammissibile per il gas nel passaggio attraverso le valvole stesse o attraverso i condotti di adduzione ai cilindri. Se si prescinde dall'influenza che ha sul valore dell'area la presenza del gambo è ovvio che la velocità media del gas W, in corrispondenza del condotto di diametro d, sta alla velocità media dello stantuffo u nella proporzione con la quale l'area della sezione del cilindro sta a quella del condotto di diametro d; per cui, essendo le aree proporzionali ai quadrati dei diametri, si ha:

$$W : u = D^2 : d^2,$$

da cui:

$$W = u \left(\frac{D}{d}\right)^2.$$

Quando i condotti vengono dimensionati in modo che la sezione di passaggio più ristretta risulti quella attraverso la valvola, come velocità

media dei gas si intende in generale proprio quella in corrispondenza della valvola: il suo valore teorico è dato da:

$$W = \frac{A_s}{A_v} u \text{ m/s},$$

in cui:

A_s = area della sezione dello stantuffo in mm²;
A_v = area di passaggio attraverso la valvola in mm²;
u = velocità media dello stantuffo in m/s.

Come la pratica insegna, per le valvole di aspirazione la velocità media che dà il miglior grado di riempimento del cilindro è di circa 45 *m/s*; per le valvole di scarico si possono tenere valori superiori di circa il 50% a tutto vantaggio del raffreddamento e della durata della valvola (poichè a parità di alzata il diametro risulta minore e le valvole di diametro minore possono essere più facilmente raffreddate).

Il fatto che per lo scarico si possano tenere velocità superiori a quelle di aspirazione senza pregiudicare la potenza sviluppata è spiegato dal prodursi di energia cinetica nella colonna del gas uscente; infatti, poichè la valvola viene aperta prima che lo stantuffo raggiunga il P.M.I. nella sua corsa di espansione, e cioè quando esiste nel cilindro ancora una forte pressione (da 4 a 5 kg/cm²), il gas acquista una energia cinetica che è sufficiente a vincere le resistenze d'attrito presentate dalla valvola e dalla prima parte del condotto.

In passato le valvole venivano costruite di ugual diametro per permetterne l'intercambiabilità; attualmente questo accorgimento non viene più seguito, oltre che per le ragioni già dette, anche perchè una differenziazione è utile per distinguere una valvola dall'altra dato che, per ottenere una buona resistenza al calore, la valvola di scarico deve essere in generale costruita con materiale più pregiato di quella d'aspirazione.

67. Distribuzione.

Con *distribuzione*, o *registrazione della distribuzione*, si intende quell'insieme di dati che definiscono gli istanti di apertura e di chiusura delle valvole in relazione alla posizione della manovella. In genere questi dati vengono conglobati in un diagramma circolare o a spirale come quello indicato in fig. 76. Gli angoli che determinano gli istanti di apertura e di chiusura sono riferiti al P.M.S. ed al P.M.I.

Abbiamo detto, a proposito dello svolgimento dei cicli di lavoro, che l'inizio dell'apertura e la fine della chiusura non avvengono in corrispondenza dei punti morti secondo le premesse stabilite per i cicli ideali; in particolare l'inizio dello scarico e la fine dell'aspirazione sono generalmente molto distanti dal P.M.I.

In fig. 76 è rappresentato il diagramma della distribuzione per un motore d'aviazione di caratteristiche medie, esso differisce di poco

da quelli dei motori per autovetture e da quelli dei motori Diesel veloci a 4 tempi. Nel diagramma riportato come esempio abbiamo:

Inizio apertura valvola di aspirazione . .	12°	prima del P.M.S.
Fine chiusura » » » . .	55°	dopo il P.M.I
Inizio apertura valvola di scarico	60°	prima del P.M.I.
Fine chiusura » » »	10°	dopo il P.M.S.

Per quanto riguarda la valvola di aspirazione, l'anticipo dell'apertura rispetto al punto morto superiore è dato sopratutto per tener conto

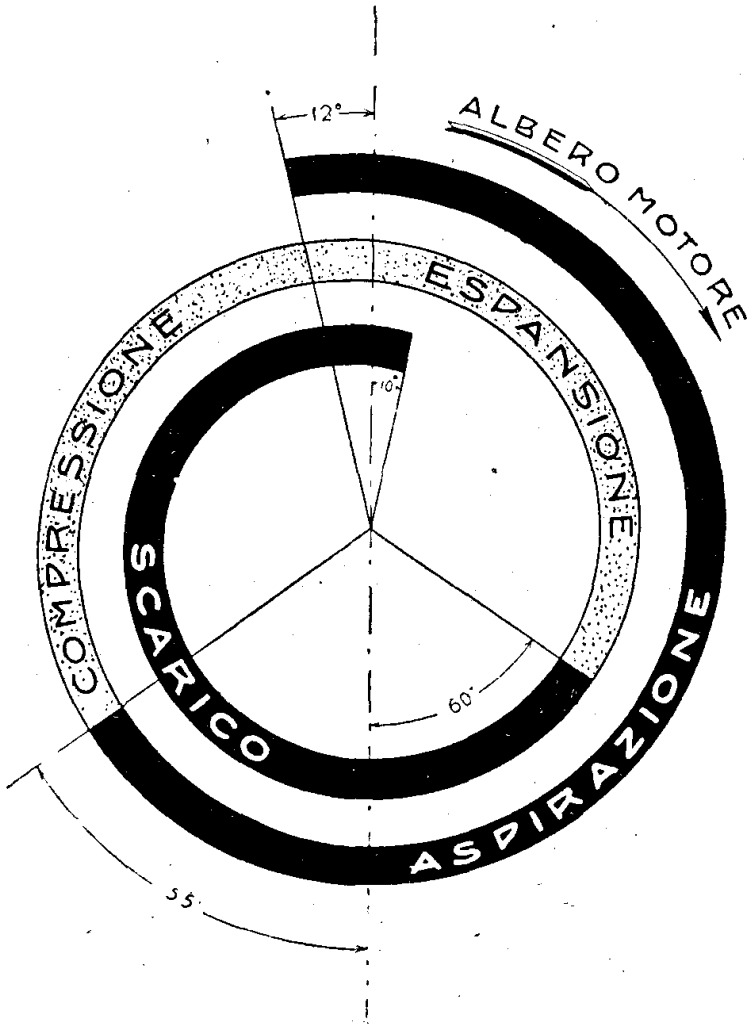


Fig 76 - Diagramma della distribuzione di un motore a 4 tempi.

della legge con cui si alza la valvola: il periodo durante il quale si compie il moto di alzata è relativamente lungo (onde non superare certi valori della velocità e dell'accelerazione della valvola che sarebbero causa di rumorosità) ed è perciò necessario anticipare l'inizio dell'apertura onde ottenere *l'apertura completa* (e diminuire così il lavoro di pompaggio) per un tempo sufficiente al riempimento del cilindro.

Il ritardo alla chiusura è dato per utilizzare l'inerzia della colonna di fluido in moto nel condotto di immissione. Durante la corsa di aspirazione il fluido in un primo periodo acquista una forte velocità, mentre nel cilindro la pressione diventa più bassa di quella atmosferica; quando poi lo stantuffo si avvicina al P.M.I. e la sua velocità diminuisce, si fa sentire in minor misura l'effetto di pompaggio ma il fluido, per effetto della propria inerzia, si insacca in certo qual modo nel cilindro ottenendo un aumento della pressione.

Per ottenere il massimo risultato la valvola dovrebbe chiudersi istantaneamente appena raggiunto il più alto grado di riempimento, ma, come già abbiamo detto, ciò è impossibile per ragioni meccaniche. Poichè il periodo di chiusura è, come quello di alzata, piuttosto lungo, per cui la sezione di passaggio del gas comincia a diminuire molto prima della chiusura completa, la valvola di aspirazione viene chiusa completamente solo notevolmente dopo il P.M.I. allo scopo di compensare la riduzione del passaggio iniziatasi già prima di esso.

Sul valore dell'angolo di posticipo rispetto al P.M.I. influiscono molti altri fattori fra i quali la lunghezza del condotto a monte della valvola, il numero di cilindri alimentati da un unico condotto, il regime di funzionamento normale, ecc.

Per quanto riguarda la valvola di scarico, l'anticipo di apertura rispetto al P.M.I. deve essere tale da permettere che la pressione di scarico si abbassi il più possibile prima che la corsa di ritorno incominci, ed il *posticipo di chiusura* rispetto al P.M.S. deve permettere che i gas residui abbiano ancora la possibilità di uscire dopo il raggiungimento del P.M.S.

Questi angoli variano in relazione a molti fattori e specialmente in relazione alla velocità media di uscita del gas e all'accelerazione della valvola. Lo sperimentatore inglese Ricardo ha trovato che, per una velocità media dei gas di 60 m/s e con un'accelerazione normale per la valvola, le condizioni migliori si hanno quando, con lo stantuffo al P.M.I., la valvola ha già raggiunto la metà dell'alzata e, con lo stantuffo al P.M.S., è ancora aperta nella proporzione del 5%.

Risulta dunque che *al P.M.S. è ancora aperta la valvola di scarico ed è già aperta quella di aspirazione*; l'angolo durante il quale ambedue le valvole sono aperte si chiama *incrocio*. Si può osservare che i gas residui potrebbero entrare nel condotto di aspirazione; in realtà questo non succede, anzi in taluni casi si fa assegnamento sulla corrente prodotta dall'uscita del gas allo scarico per creare un certo richiamo dal condotto di aspirazione. In genere, dati i piccolissimi valori dell'alzata durante l'incrocio, l'influenza di questo è trascurabile.

È praticamente impossibile stabilire per mezzo del calcolo quali sono i valori ottimi degli angoli di anticipo e posticipo per un dato motore. Essi dipendono da molti fattori, anche di carattere costruttivo, la cui influenza non può essere messa sotto forma di calcolo. Però, in base a considerazioni teoriche e a dati di confronto con motori conosciuti, si possono stabilire in sede di progetto valori molto vicini, se non addirittura corrispondenti, a quelli che potrebbero essere definiti sperimentalmente per ottenere i risultati migliori.

Quando si parla di registrazione della distribuzione si intende quella teorica, e cioè quella definita dalla forma dell'eccentrico che comanda la valvola tenendo

conto del cinematismo intermedio considerato come indeformabile e senza giochi. In realtà fra registrazione teorica e registrazione effettiva esistono sempre delle differenze dovute all'elasticità degli organi che compongono il meccanismo, ai giochi fra loro esistenti ed alle dilatazioni dovute alle temperature raggiunte in funzionamento. Tenuto conto di queste ragioni di carattere costruttivo, che possono determinare variazioni degli angoli fino al valore di 6° o anche 8°, le ragioni principali della necessità di anticipare l'apertura e posticipare la chiusura della valvola di aspirazione sono da mettere in relazione alla velocità W del fluido ed alla forma dell'eccentrico.

68. *La distribuzione dei motori a due tempi.*

Nei motori a 2 tempi circa il 20% della corsa di espansione e il 20% di quella di compressione, presi rispettivamente alla fine e al-

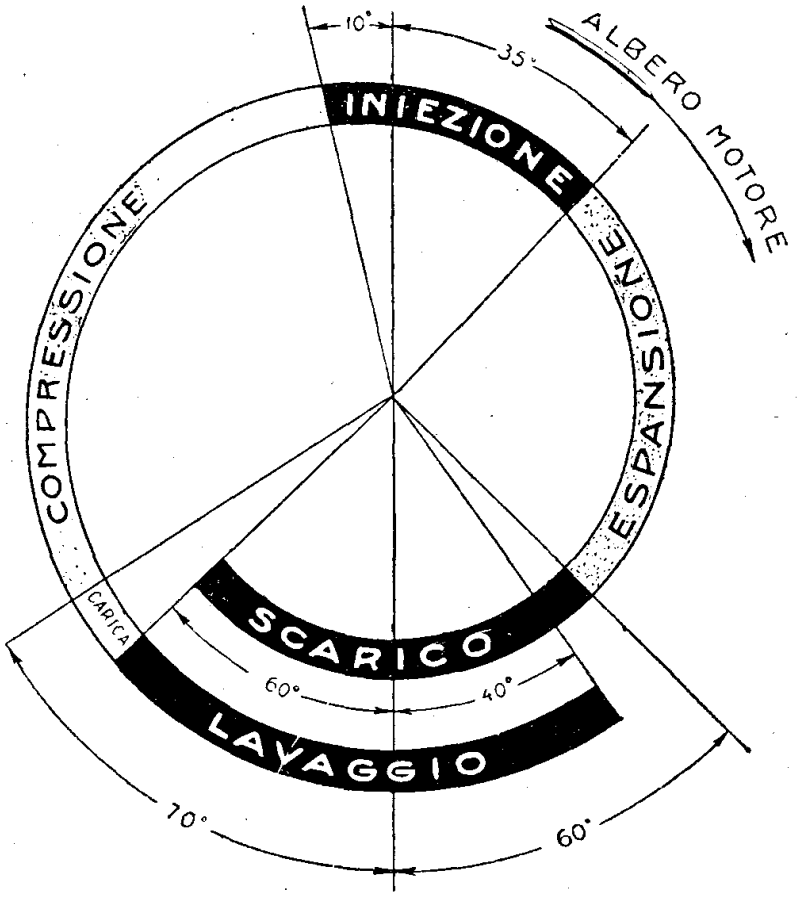


Fig. 77. - Diagramma della distribuzione di un motore a 2 tempi

l'inizio delle corse, sono dedicati all'espulsione dei prodotti della combustione e contemporaneamente all'introduzione della miscela o dell'aria pura, cioè al *lavaggio e alla carica* del cilindro.

L'introduzione del gas è ottenuta nei grandi motori quasi sempre con pompe separate o comandate dall'albero motore, mentre nei piccoli è di uso generale utilizzare la pressione, creata dallo stantuffo nelle

sue corse di allontanamento dalla testa, nella camera formata dal basamento e dalla coppa. Salvo rarissimi casi in cui vengono usate valvole disposte sulla testa, i gas di lavaggio e carica vengono mandati dalle pompe nel cilindro attraverso luci praticate dalla parte opposta a quella di scarico. Affinchè il fluido introdotto non esca direttamente dalle luci di scarico viene ricavato sullo stantuffo un *deflettore* che serve a indirizzare la corrente fresca verso la testa del cilindro, oppure *si inclinano opportunamente le luci di immissione* rispetto alla superficie del cilindro.

È necessario che venga espulsa la massima quantità di gas di scarico con la minima perdita di aria o miscela; questa deve essere portata ad una pressione superiore a quella residua dei gas combusti e, poichè ciò richiede un certo lavoro di compressione, il lavoro perduto è tanto maggiore quanto maggiore è la quantità di aria o miscela perdute attraverso lo scarico. Nel caso in cui il fluido è una miscela di aria e benzina ogni perdita allo scarico è evidentemente causa di maggior consumo.

Diamo in fig. 77 un esempio di diagramma della distribuzione per un grande motore ad iniezione.

69. *Rendimento volumetrico.*

Chiameremo *carica completa* di un cilindro il peso di fluido che nelle condizioni di *aria tipo* (a 15° e 760 mm di Hg) occupa un volume uguale alla cilindrata.

Nessun motore endotermico immette nei suoi cilindri, per effetto dell'aspirazione prodotta dallo stantuffo, una carica completa di fluido attivo; ciò avviene a causa della resistenza presentata dai condotti e dalle valvole, dell'influenza reciproca fra le aspirazioni dei vari cilindri quando sono alimentati da un unico collettore, della registrazione della distribuzione, del riscaldamento del fluido nel motore ecc.

Il rapporto fra il peso di fluido effettivamente immesso nel cilindro e la carica completa rappresenta il **rendimento volumetrico** del motore.

Il rendimento volumetrico è un fattore di grande importanza poichè, a parità di temperatura e velocità media dello stantuffo, la pressione media effettiva, e perciò la potenza del motore, dipende dal rendimento volumetrico.

Nei motori endotermici a 4 tempi di costruzione normale *il rendimento volumetrico dipende in principal modo dalle dimensioni delle valvole e dalla temperatura del fluido all'entrata nel cilindro,* ma dipende pure in una certa misura dalla *forma dei passaggi attraverso le valvole, dalla posizione delle valvole nel cilindro e dal disegno dei condotti di aspirazione.*

Le dimensioni delle valvole determinano la velocità media del fluido; questa deve essere scelta in modo da soddisfare due condizioni contra-

stanti fra loro: la bassa velocità e un certo grado di turbolenza del fluido entrante. La turbolenza è ottenuta con la velocità mentre d'altra parte la velocità è causa di attriti e perciò di basso rendimento volumetrico. La velocità migliore varia a seconda della forma della camera di combustione e della posizione delle valvole; in generale, come già si è detto, il massimo rendimento volumetrico si ha per una velocità media del fluido di circa 45 m/s. La temperatura del fluido dopo l'entrata nel cilindro dipende essenzialmente dalla proporzione di gas combusti trattenuti nella camera di combustione, dai quali il fluido, mescolandosi, riceve calore, e dal calore ricevuto dalle pareti dei condotti e del cilindro, e dalla testa dello stantuffo. Il rendimento volumetrico è tanto più alto quanto più freddi sono i gas all'entrata poichè maggiore è la loro densità.

Nei motori a 2 tempi al concetto di rendimento volumetrico deve essere sostituito quello di *rendimento di riempimento* (o anche *di lavaggio*). Questo viene definito come il rapporto fra il peso della quantità di aria o miscela fresca che si trova nel cilindro alla chiusura delle luci di immissione ed il prodotto del volume totale del cilindro per la densità della carica all'entrata.

Per approfondire il problema del processo di riempimento di un motore a 2 tempi è necessario tener conto anche della quantità di aria o di miscela che è necessario mandare nel motore per raggiungere il rendimento di riempimento sopra definito. Il rapporto fra il peso totale della carica di aria o miscela introdotta nel motore ed il prodotto del volume del cilindro per la densità misurata all'entrata è detto *rapporto di riempimento*. Questo rapporto dipende da vari fattori fra i quali è importante il grado di mescolamento della carica fresca con i gas di combustione presenti nel cilindro.

Hanno influenza sul rendimento volumetrico le onde di pressione che si formano sia all'aspirazione che allo scarico: questa influenza è maggiormente sentita nel motore a 2 tempi nel quale le onde di pressione allo scarico hanno grande importanza agli effetti del buon riempimento del cilindro.

Il rendimento volumetrico può essere migliorato o comprimendo il fluido nel cilindro o raffreddandolo preventivamente.

Nei motori a 4 tempi, nei quali l'aria è introdotta direttamente dall'atmosfera nel cilindro, è difficile poter abbassare la temperatura d'entrata; nei motori a 2 tempi, nei quali l'aria è mandata attraverso una pompa che, comprimendola, ne eleva la temperatura, si ha un buon vantaggio se si interpone un raffreddatore fra pompa e cilindro.

70. Eccentrici, punterie e bilancieri.

La valvola è tenuta chiusa dalla molla di richiamo e viene aperta dall'eccentrico. L'alzata e i tempi di apertura definiti dal diagramma della distribuzione dipendono dalle dimensioni e dalla forma del profilo dell'eccentrico e dal cinematismo eventualmente interposto fra l'eccentrico e la valvola.

Poichè la valvola deve aprirsi e richiudersi una volta per ogni ciclo compiuto dal motore, l'eccentrico deve fare un giro per ogni ciclo e cioè, nei motori a 4 tempi, un giro ogni due dell'albero a gomiti.

Il profilo dell'eccentrico comprende in generale:

— un tratto di un *cerchio base* corrispondente al periodo di chiusura;

— un tratto di un *cerchio di testa*, che può essere eccentrico o concentrico a quello base, corrispondente alla fase di massima apertura;

— due tratti *rettilinei o curvi* tangenti ai due cerchi suddetti, corrispondenti ai periodi di andata e di ritorno della valvola, chiamati *fianchi dell'eccentrico.*

L'organo a diretto contatto con l'eccentrico può avere moto rettilineo o curvilineo; nel primo caso si chiama **punteria,** nel secondo **bilanciere.** Il bilanciere è di solito una leva imperniata in un punto intermedio; esso può però essere imperniato ad una estremità ed allora viene in genere chiamato *dito.*

Punteria e bilancieri servono, oltre che a trasmettere il moto alla valvola, a sopportare la spinta laterale causata dall'eccentrico.

Nel caso della punteria la superficie a contatto con l'eccentrico può essere piana (*punteria a piattello*) oppure convessa (*punteria a rullo o a pattino*) (fig. 78). Nel caso del bilanciere detta superficie è in pratica sempre convessa (*rullo o pattino*) (fig. 79).

Il profilo dell'eccentrico può essere: *a fianchi convessi* per il comando di una punteria a piattello; *a fianchi rettilinei* o *a fianchi concavi* per quello di una punteria a rullo o a pattino, o di un bilanciere. Il profilo a fianchi concavi, detto anche ad accelerazione costante, non viene più usato perchè in pratica la condizione prefissata di ottenere un'accelerazione costante della valvola non è realizzabile e perchè per la sua costruzione è necessario adottare una mola rettificatrice di diametro obbligato e molto piccolo. Il profilo a fianchi convessi non è usato con punteria a rullo o a pattino nè con bilanciere perchè dà accelerazioni di apertura troppo basse.

71. *Tracciamento del profilo.*

In fig. 78 e 79 sono illustrati i tipi di eccentrici più in uso. Il tipo a fianchi rettilinei è indicato nelle due forme *a cerchio di testa eccentrico* e *a cerchio di testa concentrico.* In quest'ultimo la differenza fra il raggio del cerchio base e quello del cerchio di testa corrisponde all'alzata.

Trascuriamo il fatto che fra valvola e punteria (o bilanciere) deve esistere un certo gioco, e supponiamo per ora che, a valvola chiusa e punteria (o bilanciere) a contatto con l'eccentrico in corrispondenza del cerchio di base, questo gioco sia nullo. La valvola comincia ad alzarsi quando ha inizio il contatto del piattello o del rullo col fianco dell'eccentrico, cioè in corrispondenza del punto di tangenza fra cerchio base e fianco, e si richiude al punto corrispondente dal lato opposto (sup-

ponendo il profilo simmetrico). Supponiamo di dover tracciare per un motore a 4 tempi il profilo di un eccentrico per una valvola di aspirazione avente alzata massima H e la seguente registrazione della distribuzione:

apertura: 10° prima del punto morto superiore,
chiusura: 40° dopo il punto morto inferiore.

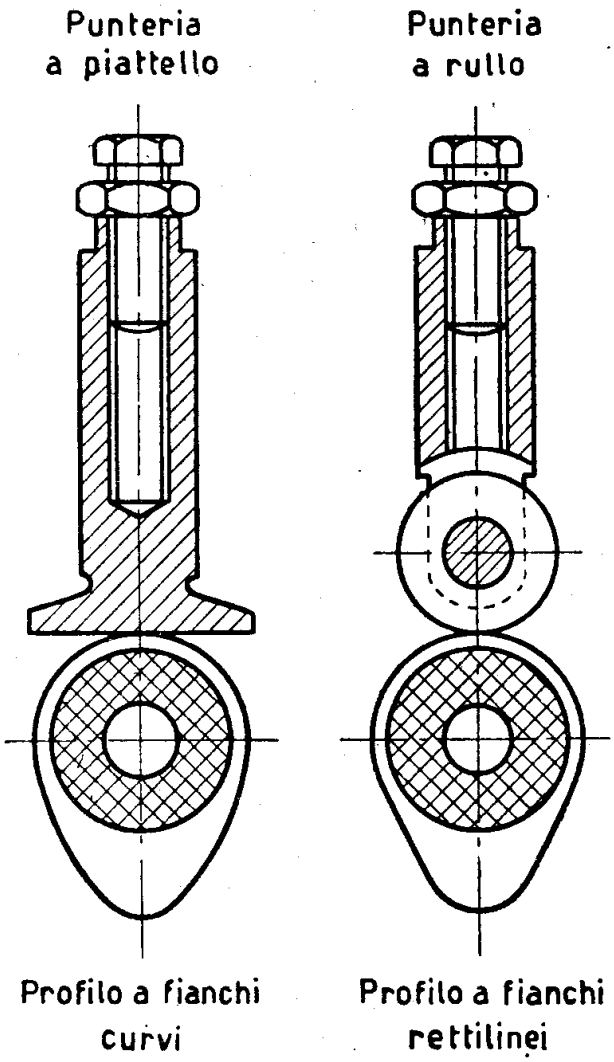


Fig. 78.

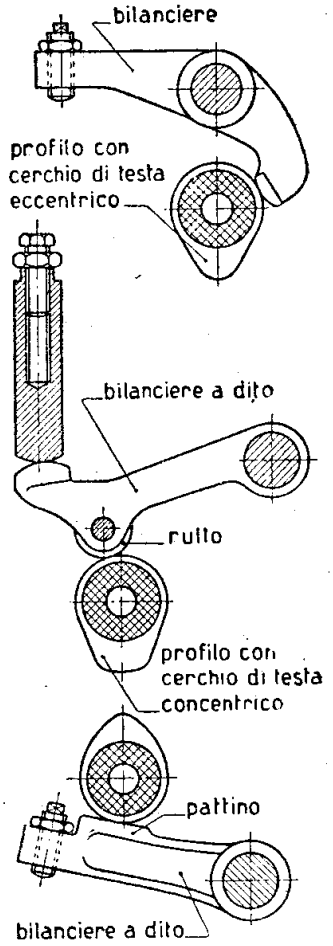


Fig. 79. – Tipi di bilancieri.

La velocità dovrà mantenersi aperta per un angolo:

$\theta_m = 10° + 180° + 40° = 230°$ dell'albero motore e cioè per 115° di rotazione dell'albero portante l'eccentrico (*albero della distribuzione*).

θ_m è detto *angolo di apertura della valvola* e $\theta_m/2$ (cioè lo stesso angolo riferito all'eccentrico) è detto *angolo di apertura dell'eccentrico.*

Nella sua forma più semplice il profilo di un eccentrico per punteria a piattello (generalizzata nei motori per autoveicoli) può essere tracciato nel modo seguente (fig. 80).

Disegnato il cerchio base con raggio R_0, il centro del cerchio di

testa di raggio r deve trovarsi ad una distanza D da quello del cerchio base tale che sia:

$$D = R_0 + H - r .$$

La retta passante per i due centri è l'*asse dell'eccentrico.*

Si tracci una retta passante per il centro del cerchio base e formante con l'asse dell'eccentrico un angolo θ_0 uguale alla metà di quello d'apertura stabilito (nel nostro caso $\theta_0 = 57° 30'$). Facendo

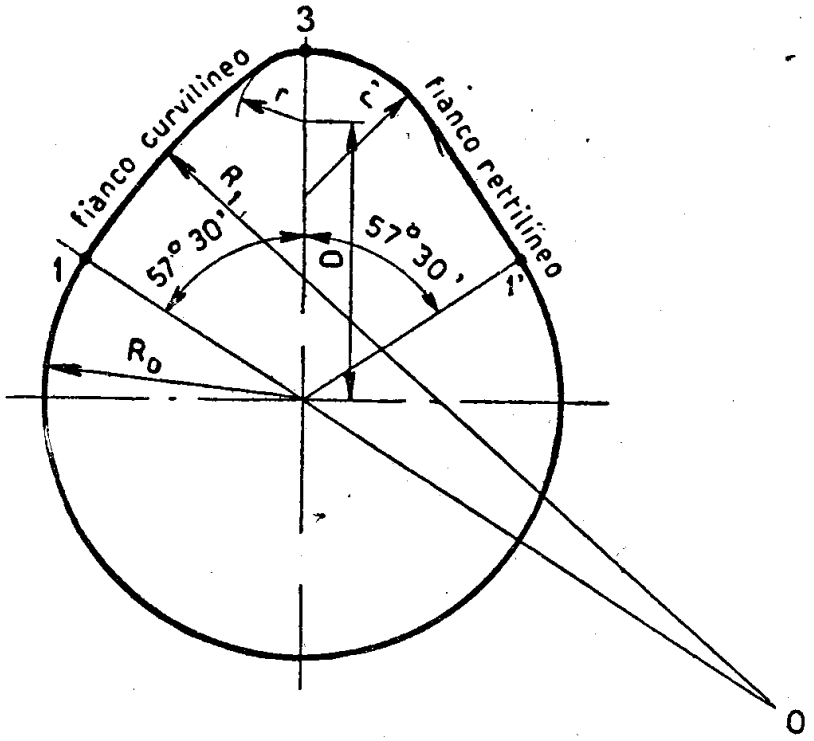


Fig. 80. – Costruzione degli eccentrici per motori veloci.

centro in un punto O di questa retta si potrà ora tracciare il fianco dell'eccentrico e cioè un arco di cerchio di raggio R_1 tangente al cerchio base (nel punto 1) e al cerchio di testa.

Per l'eccentrico a fianchi rettilinei il tracciamento è altrettanto semplice: si traccino due semirette partendo dal centro del cerchio base, formanti fra loro l'angolo d'apertura stabilito (nel nostro caso 115°), e la bisettrice di detto angolo. Segnato sulla bisettrice il punto di alzata massima e tracciati i fianchi tangenti al cerchio base nei punti 1 e 1' d'incontro di questo con le due semirette, si può descrivere il cerchio di testa di raggio r' che deve essere tangente ai fianchi e passare per il punto 3 fissato sulla bisettrice.

I profili così disegnati sono simmetrici rispetto all'asse dell'eccentrico: profili asimmetrici vengono usati in rari casi nei motori per autoveicoli e per applicazioni marine, mentre sono abbastanza frequenti in aeronautica.

Sviluppando su assi cartesiani il diagramma delle alzate di un profilo per il tratto corrispondente all'apertura si ottiene la curva indicata in fig. 81. Considerando sempre che a valvola chiusa il gioco sia nullo, è chiaro che ruotando l'eccentrico la punteria comincia ad alzarsi quando viene a contatto del fianco in corrispondenza del punto 1. Durante lo spostamento del contatto dal punto 1 al punto 2 (in cui ha termine il fianco dell'eccentrico) il moto della punteria è accelerato (accelerazione positiva) mentre dal punto 2 al punto 3 è ritardato (accelerazione negativa): infatti la velocità passa dal valore

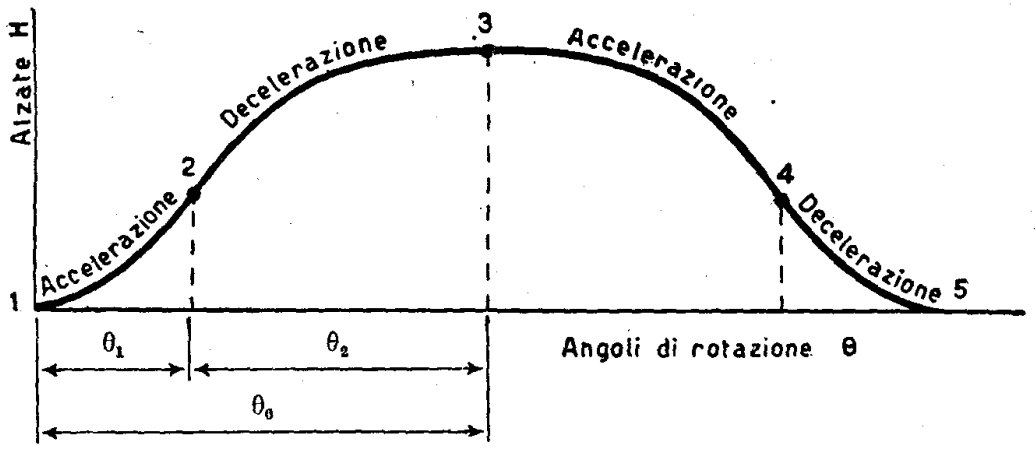


Fig. 81. – Diagramma delle alzate.

zero nel punto 1 al valore massimo nel punto 2 per tornare ad annullarsi nel punto 3. In fig. 81 sono indicati gli angoli θ_1 e θ_2 di rotazione dell'eccentrico corrispondenti rispettivamente ai periodi di accelerazione e di decelerazione.

Durante i tratti 1-2 e 4-5 l'inerzia della valvola e della punteria si oppone al moto e causa un aumento di carico sull'eccentrico, mentre nei tratti 2-3 e 3-4 l'inerzia tende a vincere il carico della molla e a distaccare la punteria dall'eccentrico.

Supponendo che il moto rotatorio dell'eccentrico sia costante, potremo sviluppare le equazioni della velocità e dell'accelerazione della punteria e della valvola, determinarne il valore massimo e in base a questo calcolare una molla di richiamo il cui carico sia tale da imprimere ad una massa uguale a quella della valvola e delle parti dotate di moto alternato ad essa connesse, una accelerazione uguale o superiore alla decelerazione determinata dal profilo nel tratto 2-3. In tal modo saremo sicuri che la punteria si manterrà in continuo contatto con l'eccentrico.

72. *Eccentrico con punteria a piattello.*

Con riferimento alla fig. 82, per il tratto 1-2 corrispondente al *fianco del profilo* si ha che dopo un certo angolo di rotazione θ' la corrispondente *alzata*

del piattello è data da:

$$h\,\theta' = (R_1 - R_0)\ (1 - \cos\theta') = D_1\ (1 - \cos\theta').$$

In un tempo infinitesimo dt l'alzata aumenta di un valore dh, per cui la velocità istantanea è data da $v = \frac{dh}{dt}$, cioè dalla derivata rispetto al tempo dell'espressione dell'alzata. *La velocità di alzata* per l'angolo θ' sarà:

$$V\theta' = \frac{dh}{dt} = \frac{dh}{d\theta'}\ \frac{d\theta'}{dt},$$

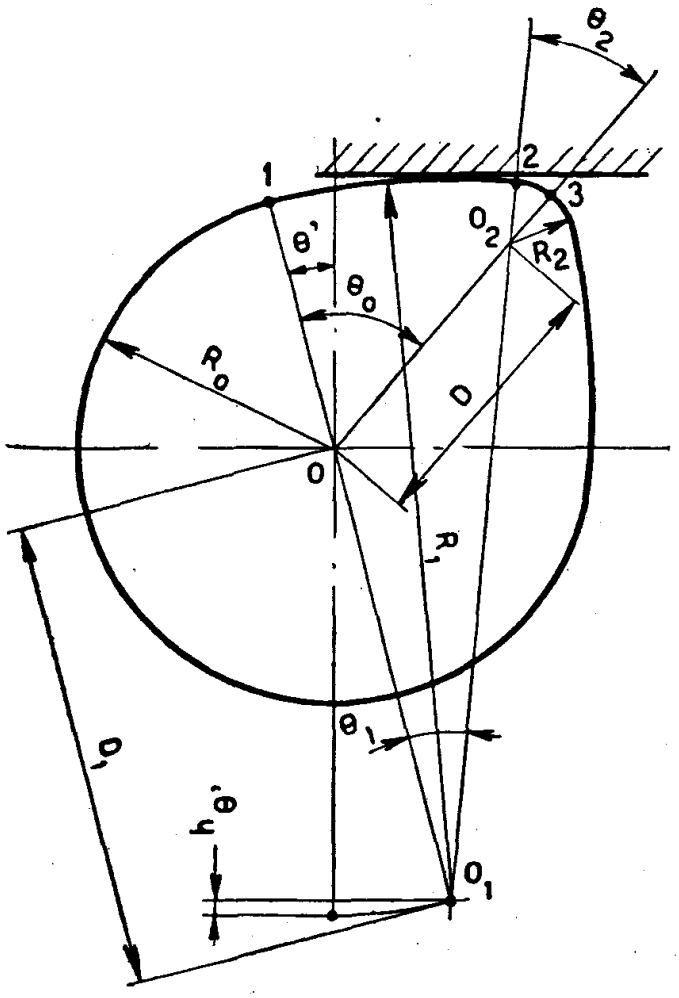


Fig. 82. – Eccentrico con piattello sul fianco (accelerazione positiva).

ma $\frac{d\theta'}{dt}$ è la velocità angolare dell'albero degli eccentrici per cui, chiamando ω la velocità angolare dell'albero motore, si ha (per un motore a 4 T): $\frac{d\theta'}{dt} = \frac{\omega}{2}$

e quindi: $$V_{\theta'} = \frac{\omega}{2}\ (R_1 - R_0)\ \text{sen}\ \theta' = \frac{\omega}{2}\ D\ \text{sen}_1\ \theta'\ .$$

L'accelerazione si ricava derivando l'espressione della velocità:

$$a_{\theta'} = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta'}\ \frac{d\theta'}{dt} = \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 (R_1 - R_0)\ \cos\theta' = \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 D_1\ \cos\theta'\ .$$

Dalle formule trovate si deduce che si possono variare i raggi di curvatura aumentandoli o diminuendoli tutti di una certa quantità costante senza che varino le leggi del cinematismo.

Questo è molto importante per il fatto che la costruzione dell'eccentrico è fatta partendo da una sagoma di grandi dimensioni che serve da « copia » sulla macchina rettificatrice per cui eventuali variazioni del cerchio base dovute ad imprecisione di lavorazione non influiscono sul valore dell'alzata.

Esaminando ora il tratto 2-3 che forma la *testa del profilo* vediamo che l'alzata massima è (fig. 83):

$$H = D + R_2 - R_0 .$$

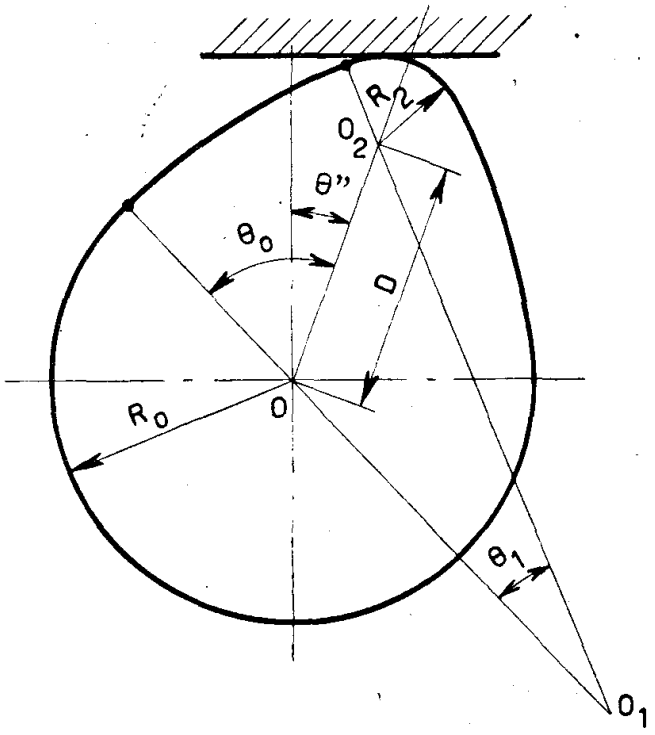


Fig. 83. – Eccentrico con piattello sul cerchio di testa (accelerazione negativa).

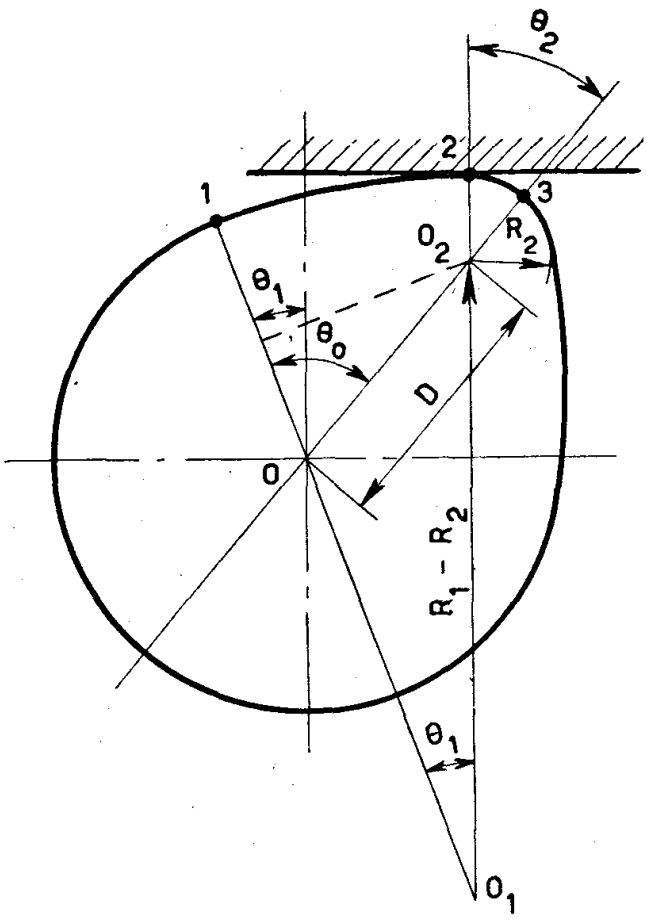


Fig. 84. – Eccentrico con piattello sul punto di raccordo (inversione d'accelerazione).

In corrispondenza di un angolo θ'' misurato partendo dal punto 3 verso il punto 2, si ha:

Alzata della punteria:

$$h_{\theta''} = H - D\,(1 - \cos\theta'') .$$

Velocità d'alzata della punteria:

$$V_{\theta''} = \frac{dh}{dt} = \frac{dh}{d\theta''}\frac{d\theta''}{dt} = \frac{\omega}{2} D \operatorname{sen}\theta'' .$$

Accelerazione negativa:

$$-a_{\theta''} = \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 D\cos\theta'' .$$

Nel punto 2 (fig. 84) *è* $\theta'' = \theta_2$ ed allora:

$$h_{\theta_2} = H - D\,(1 - \cos\theta_2)\,,$$

$$V_{\theta_2} = \frac{\omega}{2} D \operatorname{sen}\theta_2\,, \qquad -a_{\theta_2} = \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 D\cos\theta_2\,.$$

Il raggio di curvatura dei fianchi dipende dal raggio di base, da quello di testa e dall'angolo di cui deve ruotare l'eccentrico per ottenere tutta l'alzata. Questo angolo θ_0 è, come si è visto, generalmente uguale alla metà dell'angolo di apertura della valvola.

Riferendoci alla fig. 84:

$$(R_1 - R_2)^2 = (D\operatorname{sen}\theta_0)^2 + (R_1 - R_0 + D\cos\theta_0)^2;$$

$$R_1^2 + R_2^2 - 2R_1R_2$$
$$= D^2\operatorname{sen}^2\theta_0 + R_1^2 + R_0^2 + D^2\cos^2\theta_0 - 2R_1R_0 + 2R_1D\cos\theta_0 - 2R_0D\cos\theta_0 =$$
$$= D^2 + R_1^2 + R_0^2 - 2R_1R_0 + 2R_1D\cos\theta_0 - 2R_0D\cos\theta_0\,;$$

$$2R_1(R_0 - R_2 - D\cos\theta_0) = D^2 - R_2^2 + R_0^2 - 2R_0D\cos\theta_0\,;$$

$$R_1 = \frac{D^2 - R_2^2 + R_0^2 - 2R_0D\cos\theta_0}{2(R_0 - R_2 - D\cos\theta_0)}\,.$$

Quando $R_0 = R_2 + D\cos\theta_0$, R_1 diventa ∞ e l'eccentrico risulta a fianchi rettilinei.

73. *Eccentrico con punteria a rullo.*

Con riferimento alla fig. 85 *l'alzata della punteria* dopo che l'eccentrico ha ruotato di un angolo θ' è:

$$h_{\theta'} = OA' - OK' = \frac{OK'}{\cos\theta'} - OK';$$

ma

$$OK' = R_0 + R'\,,$$

quindi:

$$h_{\theta'} = (R_0 + R')\left(\frac{1}{\cos\theta'} - 1\right).$$

La velocità d'alzata è data da:

$$V_{\theta'} = \frac{dh}{d\theta'}\frac{d\theta'}{dt} = \frac{\omega}{2}\frac{dh}{d\theta'} = \frac{\omega}{2}\frac{\operatorname{sen}\theta'}{\cos^2\theta'}(R_0 + R');$$

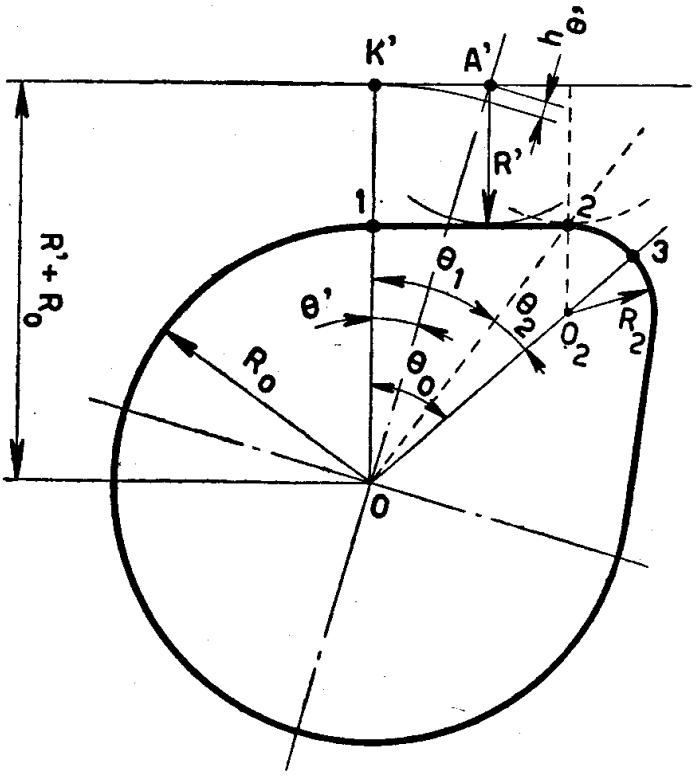


Fig. 85. – Eccentrico con rullo sul fianco (accelerazione positiva).

Infatti in tale posizione si ha:

$$H = D + R_2 - R_0 \quad ; \quad V = 0 \; ;$$

dalla nota relazione: $a = \omega^2 r (1 + \lambda)$ sostituendo si ricava:

$$- a_m = \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 D \left(1 + \frac{D}{R_2 + R'}\right).$$

c) L'*accelerazione negativa del punto* 2 in cui è (fig. 85): $\theta_2 = \theta_0 - \theta_1$. Il valore dell'accelerazione è dato dalla nota relazione $a = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$ e quindi vale:

$$- a_2' = \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 D \left[\cos (\theta_0 - \theta_1) + \left\{\frac{D}{R_2 + R'} \cos 2 (\theta_0 - \theta_1)\right\}\right].$$

d) La *velocità d'alzata* che si calcola con la $V = \omega r \left(\text{sen } \alpha + \frac{\lambda}{2} \text{ sen } 2\alpha\right)$:

$$V_2 = \frac{\omega}{2} D \left(\text{sen } \theta_2 + \frac{1}{2} \frac{D}{R_2 + R'} \text{ sen } 2\theta_2\right).$$

Si hanno così tutti gli elementi per tracciare i diagrammi delle alzate, velocità e accelerazioni.

Il tracciamento dei diagrammi delle alzate, velocità e accelerazioni può anche essere eseguito per via grafica tenendo presente che la curva delle alzate è l'integrale di quella delle velocità e che questa è l'integrale della curva delle accelerazioni.

Le formule che servono per calcolare alzate, velocità ed accelerazioni nel caso che l'eccentrico comandi un bilanciere sono molto complesse, per cui si ricorre normalmente a costruzioni grafiche che sono sufficientemente precise.

74. Carico della molla.

Già sappiamo che la molla deve mantenere la punteria a contatto dell'eccentrico, per cui deve fornire un carico tale da imprimere alla valvola e agli organi interposti fra essa e l'eccentrico una accelerazione almeno uguale all'accelerazione negativa calcolata per la testa del profilo.

Per il profilo a fianchi convessi l'accelerazione negativa assume il suo valore massimo quando θ'' è uguale a zero poichè $\cos \theta''$ diventa uguale a 1. L'accelerazione è allora:

$$a_m = -\left(\frac{\omega}{2}\right)^2 D = -\left(\frac{\pi n}{60}\right)^2 D.$$

La molla deve produrre un carico F tale che sia $F = m \cdot a_m$.

Se Q è il peso delle parti formanti il meccanismo di comando della valvola (includendo metà del peso della molla stessa) il carico minimo che la molla deve esercitare è:

$$P = \frac{Q D}{9{,}81} \left(\frac{\pi n}{60}\right)^2 \text{ kg},$$

in cui Q è in kg e D in metri.

Per il profilo a fianchi rettilinei:

$$a_m = -D\left(\frac{\pi n}{60}\right)^2\left(1+\frac{D}{R_2+R'}\right) \quad \text{e} \quad P=\frac{Q\,D}{9{,}81}\left(\frac{\pi n}{60}\right)^2\left(1+\frac{D}{R_2+R'}\right).$$

Risulta evidente che, con punteria a rullo, la molla deve avere un carico maggiore che con punteria a piattello.

Il carico come sopra calcolato viene in pratica maggiorato moltiplicando per 1,3 ÷ 1,5. Esso corrisponde alla posizione di valvola tutta aperta; negli istanti in cui la valvola è parzialmente aperta il carico richiesto è minore, ma la molla allungandosi dà corrispondentemente un carico minore. È bene controllare con diagrammi la variazione dell'accelerazione e la variazione del carico della molla.

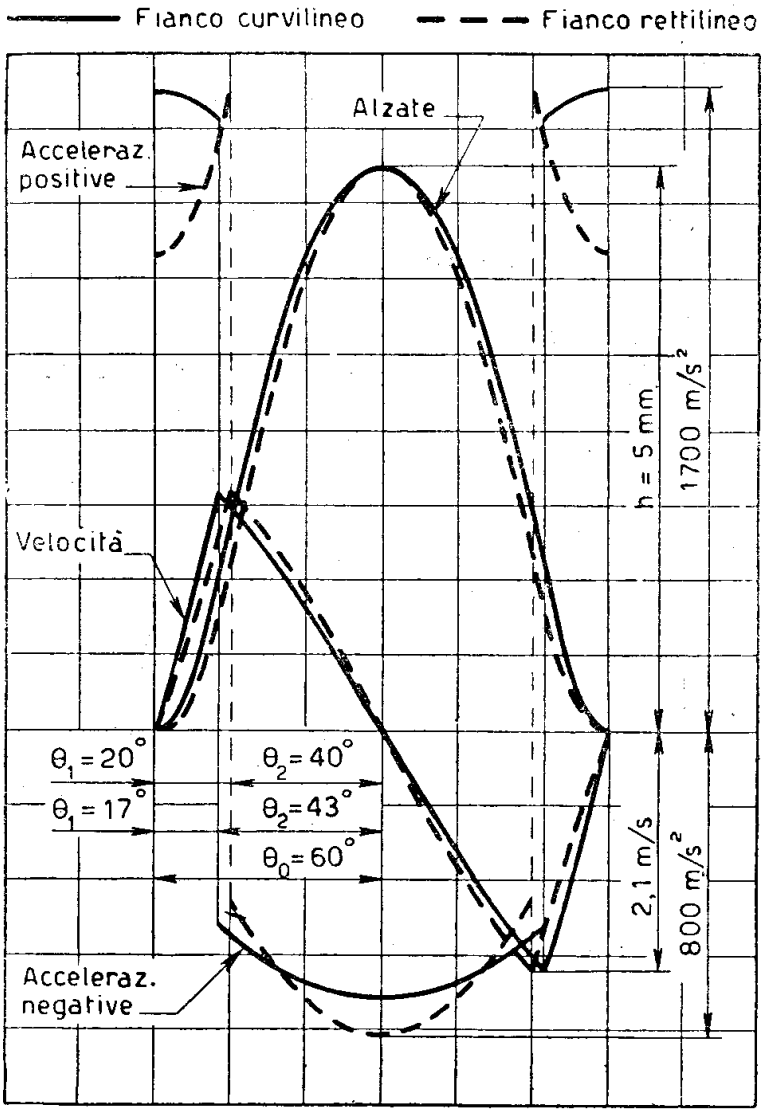


Fig. 88. – Diagramma delle alzate, velocità, accelerazioni.

In fig. 88 sono tracciati i diagrammi delle alzate e quelli delle velocità ed accelerazioni, per un eccentrico a fianchi convessi e uno a fianchi rettilinei aventi

le seguenti caratteristiche:

$$H = 5 \text{ mm};$$
$$\theta_0 = 60°;$$
$$n = 4400 \text{ giri/min}.$$

L'eccentrico con punteria a piattello presenta il vantaggio di avere una accelerazione positiva pressochè costante, un'alzata iniziale più rapida, e a parità di valore massimo, un'accelerazione positiva media (e quindi un'alzata media) maggiore. L'accelerazione massima negativa, come si vede dalla fig. 88, risulta inoltre più bassa.

Un altro vantaggio del tipo a piattello è quello di presentare una minor spinta laterale sulla guida della punteria. Infatti, essendo la superficie di contatto sempre perpendicolare all'asse del moto alternato, la spinta laterale è data solamente dalla componente d'attrito fra eccentrico e piattello, componente che, date le ottime condizioni di lubrificazione, è sempre minima. Nel tipo a rullo o a pattino la superficie di contatto è perpendicolare all'asse del moto solo nella posizione di tutta apertura; nelle altre posizioni la reazione fra eccentrico e rullo è sempre obliqua rispetto all'asse della punteria. Con riferimento alla fig. 89 la spinta laterale è in questo caso.

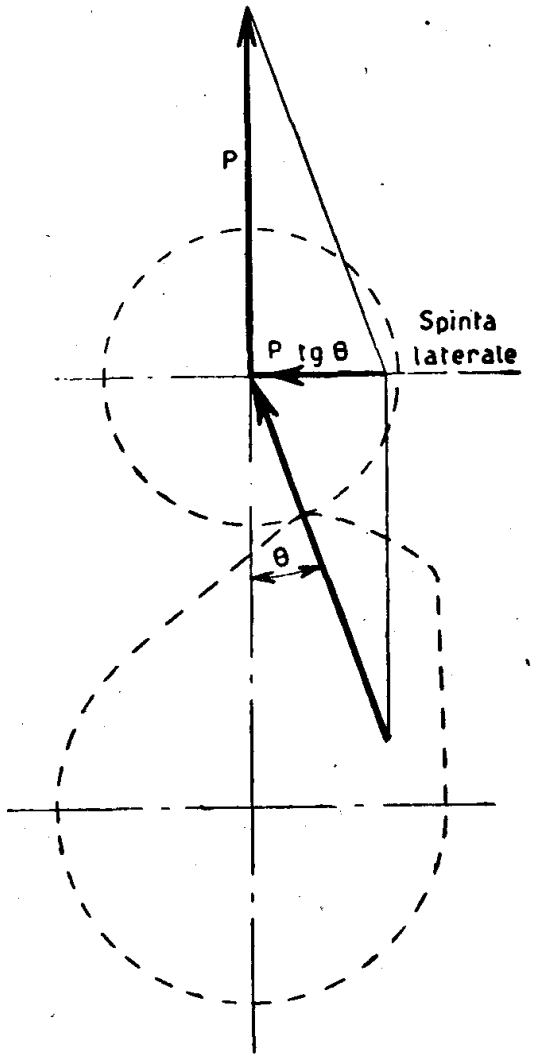


Fig. 89. – Spinta laterale dell'eccentrico

$$P_s = P \operatorname{tg} \theta .$$

75. Gioco fra valvola e organi di comando.

Si è supposto finora, per semplicità di trattazione, che non esistesse alcun gioco fra gli organi componenti la catena cinematica valvola-eccentrico. In realtà è necessario che un certo gioco esista per permettere le dilatazioni termiche che si producono durante il funzionamento del motore.

Il gambo della valvola di scarico è soggetto ad una temperatura ancora più elevata di quella del cilindro e perciò si dilata in misura maggiore: se non si lasciasse fra valvola e punteria un gioco sufficiente, la testa della valvola si distaccherebbe dalla sede rendendo precaria la tenuta e sarebbe in breve tempo irrimediabilmente danneggiata per insufficienza di raffreddamento attraverso la sede.

Il gioco può essere ottenuto in due modi: accorciando la punteria o diminuendo il diametro base dell'eccentrico.

Nel primo caso l'inizio dell'apertura della valvola non avviene appena comincia il contatto con il fianco del profilo, ma con un ritardo dipendente dal valore del gioco; lo stesso dicasi per la chiusura. Si verificano però due inconvenienti:

a) la diminuzione dell'angolo di apertura;

b) un urto fra la punteria e la valvola all'apertura e fra la valvola e la sua sede alla chiusura.

L'urto è dovuto al fatto che l'apertura ha inizio quando il contatto fra punteria e eccentrico è già in un punto del fianco cui corrisponde

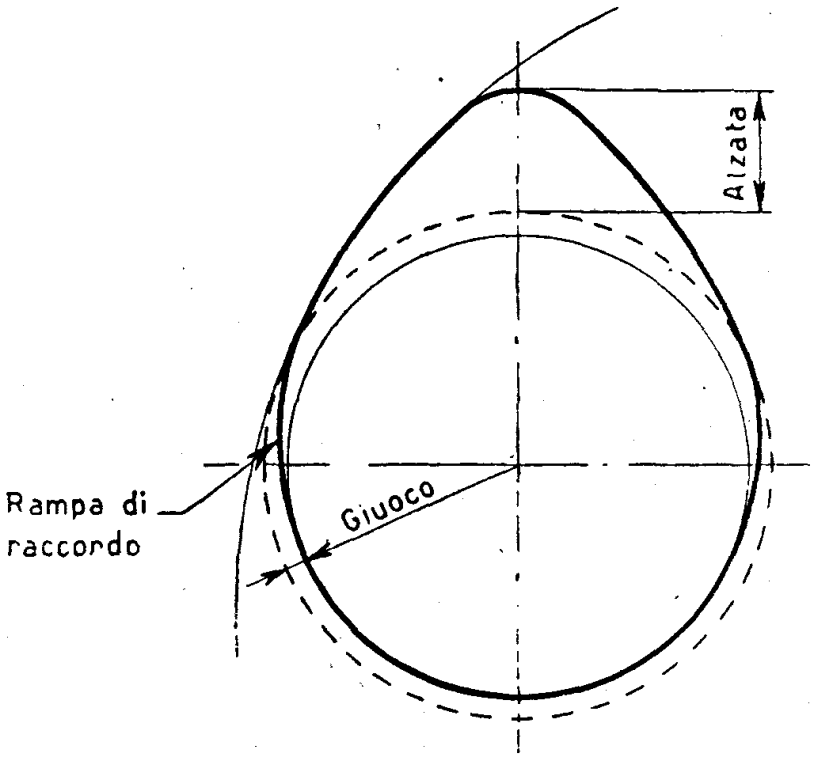


Fig. 90. – Ripresa del gioco.

una notevole velocità, che viene normalmente indicata come *velocità di urto*. L'urto è causa di sollecitazioni anormali e di rumorosità.

Viene perciò normalmente seguito specialmente in automobilismo, per ragioni di silenziosità, il secondo sistema: viene cioè diminuito di un certo valore (dipendente dalle condizioni di funzionamento del motore) il cerchio di base e creata fra detto cerchio e il fianco una rampa di raccordo a piccola pendenza e perciò a bassa velocità di urto (fig. 90).

In fig. 91 è presentato il diagramma delle alzate, per un profilo di questo tipo, limitato alla zona di inizio di un fianco: sul profilo il tratto di raccordo (detto *rampa di accostamento*) è una spirale e, qualunque sia il punto di essa su cui si inizi il contatto, la velocità d'urto è sempre la stessa, cioè quella richiesta per la silenziosità.

Nei motori per autoveicoli il gioco che viene normalmente adottato varia da 0,15 a 0,40 mm ed è scelto in modo che, agendo sulla

PROBLEMA N. 2. – *Calcolare il carico che deve avere la molla di una valvola di cui si conoscono i seguenti dati:*

1°) *profilo dell'eccentrico dato dalla fig.* 93;

2°) *peso delle parti dotate di moto alternato (vedere fig.* 73 *e* § 74): $Q = 0{,}150$ *kg*;

3°) *regime massimo del motore:* 4000 *giri/min*;

4°) *dimensioni di ingombro ammesse: diametro esterno massimo della molla* = 23 *mm, altezza massima* = 34,5 *mm.*

Applichiamo la formula che ci fornisce l'accelerazione massima negativa:

$$-a_m = \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 D_2 ;$$

essendo $\omega = \dfrac{\pi n}{30} = \dfrac{3{,}14 \times 4000}{30} = 418{,}88$ r/s si ha:

$$-a_m = \left(\frac{418{,}88}{2}\right)^2 \times 0{,}014 = \frac{175300}{4} \times 0{,}014 = 614 \text{ m/s}^2.$$

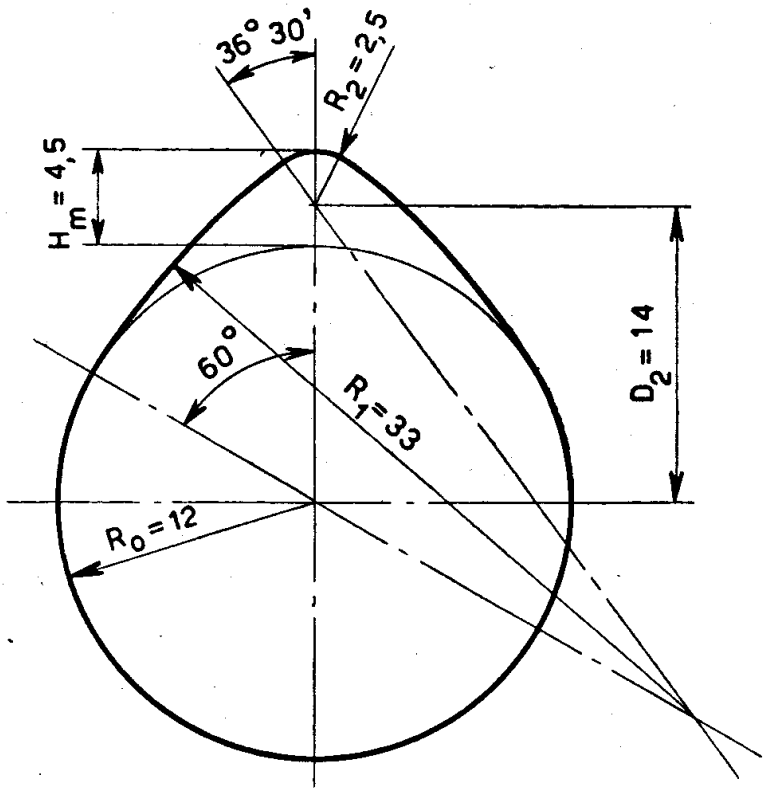


Fig. 93.

Il carico che deve produrre la molla per vincere la decelerazione del piattello vale:

$$T = m\, a_m = \frac{Q}{9{,}81}\left(\frac{\pi n}{60}\right)^2 D_2 = \frac{0{,}150}{9{,}81} \times 614 = 9{,}39 \text{ kg}$$

e, apportando una opportuna maggiorazione, è:

$$T_m = 9{,}38 \times 1{,}5 = 14{,}08 \text{ kg}.$$

In relazione alle dimensioni di ingombro prefissate poniamo:

Diametro medio molla $D = 20$ mm;

Flessibilità $\varphi = 0{,}4$ mm/kg (normalmente $\varphi = 0{,}4 \div 0{,}8$ mm/kg).

Con il materiale normalmente usato la sollecitazione k_s non deve superare i 40 kg/mm² mentre il modulo G di elasticità a torsione vale 8500 kg/mm² per cui, ponendo $k_s = 35$ kg/mm², in base alle note formule si ha:

Diametro del filo:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi}\,\frac{T_m}{k_s}\,\frac{D}{2}} = 1{,}37\sqrt[3]{\frac{T_m}{k_s}}\,D = 1{,}37\sqrt[3]{\frac{14{,}08}{35}}\,20 = 2{,}74 \text{ mm};$$

Numero delle spire attive:

$$n = \frac{G}{8}\cdot\varphi\,\frac{d^4}{D^3} = \frac{8500}{8}\times 0{,}4\,\frac{2{,}74^4}{20^3} = 3{,}99\ ;\quad n = 4.$$

La lunghezza della molla bloccata, tenendo conto dello spessore delle spire morte, è data dalla:

$$l_b = d\,(n + 1)$$

per cui:

$$l_b = 2{,}74\,(4 + 1) = 13{,}7 \text{ mm}.$$

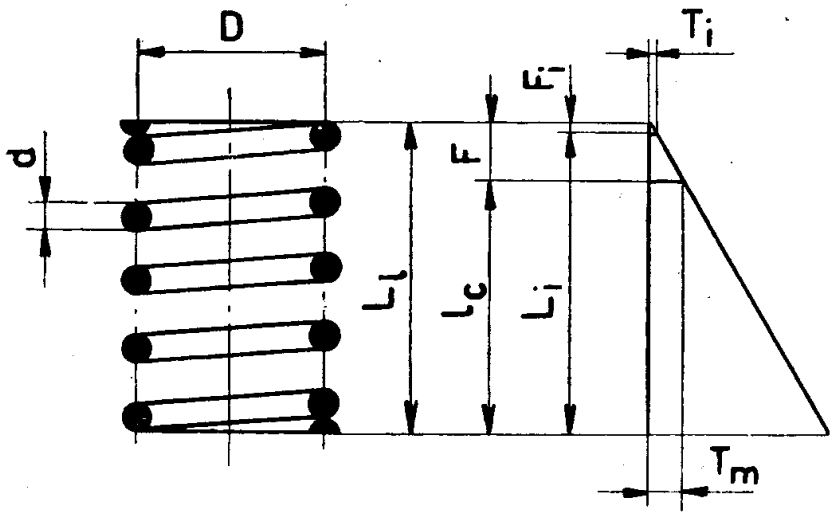


Fig. 94.

La lunghezza della molla sotto carico vale:

$$l_c = l_{max} - H_m = 34{,}5 - 4{,}5 = 30 \text{ mm}$$

e quindi l'intervallo s tra spira e spira è:

$$s = \frac{l_c - l_b}{n} = \frac{30 - 13{,}7}{4} = \frac{16{,}3}{4} = 4{,}07 \text{ mm}.$$

La freccia sotto il carico T_m è:

$$F = \varphi\ T_m = 0{,}4 \times 14{,}07 = 5{,}63 \text{ mm}.$$

La lunghezza libera vale:

$$L_l = F + l_o = 5{,}63 + 30 = 35{,}63 \text{ mm.}$$

Il carico iniziale della molla a valvola chiusa è:

$$T_i = \frac{F - H_m}{\varphi} = \frac{5{,}63 - 4{,}5}{0{,}4} = \frac{1{,}13}{0{,}4} = 2{,}825 \text{ kg.}$$

Nella fig. 94, T_i rappresenta la tensione iniziale della molla, sufficiente a mantenere la valvola sulla sede; L_i e F_i sono la lunghezza e la freccia corrispondente. Nella stessa figura è pure tracciato il diagramma, lineare, dei carichi della molla.

CAPITOLO OTTAVO

POTENZA SVILUPPATA E FATTORI CHE LA INFLUENZANO

77. *Calcolo della potenza.*

Chiamando p_i la pressione media indicata (il cui valore è dato dall'ordinata media del diagramma indicato) e D il diametro dello stantuffo, si ha che il valore medio della forza agente sullo stantuffo è $\frac{\pi D^2}{4} \cdot p_i$ e il lavoro compiuto da questa forza durante una corsa è dato da:

$$L_i = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_i \cdot C.$$

Poichè $\frac{\pi D^2}{4} \cdot C$ è uguale alla cilindrata V_o di un cilindro, si può scrivere: $L_i = V_o \cdot p_i$.

Nel motore a 4 tempi solo una corsa, delle 4 compiute in ogni ciclo, è motrice per cui, se n è il numero di giri che il motore compie al minuto primo ed i il numero dei cilindri (per cui la cilindrata totale è $V = V_0 \cdot i$), *la potenza indicata* N_i è data in Cv dalla:

$$N_i = \frac{V \cdot p_i}{2} \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{75},$$

dove le lunghezze sono espresse in m e le forze in kg.

Esprimendo la cilindrata in litri e le pressioni in kg/cm², si ha:

$$N_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{V}{1000} \cdot p_i \cdot 10000 \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{75} = \frac{V \cdot p_i \cdot n}{900}.$$

Nel motore a 2 tempi, poichè il ciclo si compie in un giro e si ha una corsa utile ogni 2, la potenza è data da:

$$N_i = \frac{V \cdot p_i \cdot n}{450}.$$

Possiamo raccogliere le due formule in una sola di carattere generale

ottenendo:

$$N_i = \frac{V \cdot p_i \cdot n}{225 \cdot h}$$

in cui h è il numero dei tempi.

La potenza indicata N_i è il lavoro trasmesso nell'unità di tempo dal fluido attivo allo stantuffo: per passare alla *potenza effettiva* utilizzabile all'albero motore bisogna sottrarre da N_i una certa percentuale che va perduta nell'attrito dello stantuffo e dei cuscinetti, nell'azionamento dei meccanismi della distribuzione, delle pompe di lubrificazione e di raffreddamento, ecc.

Chiamando N_e la potenza effettiva si definisce come *rendimento meccanico* η_m il rapporto $\frac{N_e}{N_i}$; per cui si ha:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = \frac{V \cdot p_i \cdot n}{225 \cdot h} \eta_m ;$$

e facendo:

$$\eta_m p_i = p_e \quad \text{si ha:} \quad N_e = \frac{V \cdot p_e \cdot n}{225 \cdot h}.$$

La p_e viene chiamata **pressione media effettiva** (p.m.e.); per il motore a 4 tempi: $p_e = \frac{900\, N_e}{V \cdot n}$; per il 2 tempi: $p_e = \frac{450\, N_e}{V \cdot n}$; i suoi valori variano fra 5 e 13 kg/cm² a seconda del rendimento del ciclo e del combustibile (v. Tab. IV). Risulta dunque che la potenza è una funzione lineare della cilindrata, del numero di giri e della pressione media effettiva: ma mentre la cilindrata rappresenta un semplice valore geometrico gli altri due fattori variano in relazione alle caratteristiche di progetto.

La p.m.e. è una grandezza caratteristica che definisce il *carico termico* del motore e costituisce uno dei dati fondamentali poichè è un indice del rendimento complessivo cioè del prodotto del rendimento termodinamico per quello volumetrico e quello meccanico:

$$p_e = f(\eta_t \cdot \eta_v \cdot \eta_m).$$

TABELLA IV.

Valori normali dei rapporti di compressione e pressioni medie effettive per diversi combustibili.

Combustibile	Rapporto di compr.	p_e max
Benzina	5,5 ÷ 7,2	5,5 ÷ 7,5
Benzina-Benzolo	6,2 ÷ 7,6	6,3 ÷ 8
Carburanti speciali per aviazione	con compressore	9 ÷ 13
	senza compressore	8 ÷ 9
Gas	7 ÷ 10	5 ÷ 6,5
Gasolio (Diesel)	12 ÷ 20	5,2 ÷ 6,5

I valori più elevati si riferiscono alle camere di miglior rendimento. Per i motori a 2 tempi vanno moltiplicati per 0,6 ÷ 0,8.

La potenza può essere espressa ancora sotto un'altra forma. Sostituendo nell'ultima espressione trovata a V il suo valore dato da $\frac{\pi D^2}{4} \cdot C \cdot i$ e esprimendo n in funzione della velocità media di stantuffo data da $u = \frac{C \cdot n}{30}$ si ha infatti:

$$N_c = \frac{1}{38200} (D^2 \cdot i) \ (p_e \cdot u)$$

Il prodotto $p_e \cdot u$ ha le dimensioni di un lavoro per unità di superficie eseguito nell'unità di tempo per cui rappresenta una potenza specifica che è stata definita come **potenza caratteristica del motore.**

Poichè u è l'indice del carico meccanico del motore come p_e è l'indice del carico termico, la potenza caratteristica $\nu = p_e \cdot u$ esprime il grado di sollecitazione globale del motore.

78. *Rendimenti.*

Riteniamo qui opportuno riassumere in un unico paragrafo il significato dei vari concetti di rendimento:

Il **rendimento termodinamico** η_t è il rapporto fra il lavoro che si sviluppa nel cilindro, misurato dall'area del ciclo indicato, e l'equivalente in lavoro del calore speso per ottenerlo. Esso è il prodotto di due rendimenti:

« *il rendimento termico ideale e il rendimento indicato* ».

Il *rendimento termico ideale* η_ε è il rapporto tra il lavoro misurato dall'area del ciclo ideale e l'equivalente in lavoro del calore introdotto nello stesso ciclo.

Come già sappiamo il rendimento termico dei cicli ideali risulta dalle espressioni seguenti:

per il Ciclo Otto:

$$\eta_\varepsilon = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}};$$

per il Ciclo Diesel:

$$\eta_\varepsilon = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \cdot \frac{\tau'^k - 1}{(\tau' - 1)^k}.$$

Il *rendimento indicato* η_i è il rapporto fra l'area del ciclo indicato e l'area del ciclo ideale; esso tiene conto delle divergenze tra il ciclo ideale e quello pratico già esaminate nel § 26 e dipende in gran parte dalla bontà termodinamica della camera di combustione in relazione alla sua forma, alle disposizioni delle valvole ed alla posizione della candela o dell'iniettore.

Il **rendimento volumetrico** η_v è il rapporto fra il peso P_e dell'aria effettivamente introdotta nel cilindro ed il peso P_t della carica completa e cioè di un volume d'aria equivalente al volume del cilindro, nelle condizioni atmosferiche di 15° C e 760 mm di Hg: $\eta_v = \frac{P_e}{P_t}$.

Il rendimento volumetrico è funzione della velocità media dei gas attraverso il diffusore del carburatore, i condotti d'aspirazione e le valvole; esso raggiunge il suo valore massimo, che può oscillare fra 0,70 e 0,85, per velocità medie dei gas di 40 ÷ 50 m/s.

Il **rendimento meccanico** η_m è il rapporto fra il lavoro utile misurato all'albero motore e il lavoro indicato. Tiene conto del lavoro assorbito dall'attrito degli organi del manovellismo (stantuffo, anelli, perni), dal movimento degli organi

ausiliari proprii del motore e del lavoro assorbito per pompaggio (aspirazione e scarico).

Per organi ausiliari si intendono: il comando della distribuzione, le pompe olio per lubrificazione, le pompe acqua per la circolazione dell'acqua di raffreddamento, le pompe d'aria per il lavaggio, ecc. Il rendimento meccanico peggiora con l'aumentare della velocità media dello stantuffo e, a parità di velocità, col diminuire del carico; peggiora inoltre col diminuire della cilindrata unitaria di ciascun cilindro. Il rendimento meccanico, a coppia massima, è normalmente compreso fra 0,80 e 0,90; naturalmente i valori più bassi si riferiscono ai motori veloci e di piccola cilindrata.

Il **rendimento totale** di un motore è il rapporto fra il lavoro utilizzabile all'albero motore e quello equivalente all'energia calorifica del combustibile consumato.

Sappiamo che 1 Cv = 75 kgm/s per cui 1 Cvh = 75 × 3600 = 270000 kgm. Ora se c_s è il consumo specifico, cioè il consumo in g/Cvh del motore e H_i il potere calorifico inferiore del combustibile in kcal/kg, il lavoro equivalente al consumo di combustibile per Cvh è dato in kgm da:

$$\frac{c_s}{1000} \cdot H_i \cdot 427$$

e il rendimento totale da:

$$\eta = \frac{270\,000 \times 1000}{c_s \cdot H_i \cdot 427} = \frac{632\,000}{c_s \cdot H_i}.$$

ESEMPIO. – *Calcolare il rendimento globale di un motore Diesel per il quale il consumo specifico medio è di 200 g/Cvh impiegando un gasolio avente il potere calorifico* $H_i = 10500$ *kcal/kg.*

Il valore del rendimento globale è espresso da:

$$\eta = \frac{632}{c_s \cdot H_i} = \frac{632}{0{,}200 \times 10500} = 0{,}301.$$

79. *Bilancio termico.*

Dopo quanto è stato detto sui rendimenti, appare chiaro che solo una piccola parte dell'energia calorifica del combustibile bruciato in un motore viene trasformato in energia meccanica. La parte rimanente viene dispersa attraverso tre veicoli diversi: l'*acqua di raffreddamento* che, per mezzo del radiatore, ne disperde una forte percentuale; *i gas di scarico* che uscendo ad elevata temperatura ne asportano una percentuale ancora maggiore, e *le parti del motore* che trasmettono il resto per radiazione all'aria ambiente. A questa dispersione di energia sotto forma di calore va aggiunta la dispersione, sotto forma di lavoro, corrispondente alle perdite di cui tiene conto il rendimento meccanico e cioè alle perdite per le resistenze passive. La misurazione di queste percentuali di ca-

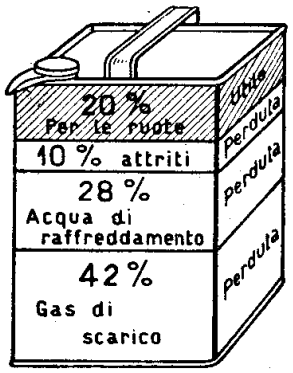


Fig. 95. – Bilancio termico di motore a 4 tempi per autovettura.

lore e lavoro perduto si eseguisce nelle sale prova con metodi abbastanza semplici: in base ai risultati viene registrato il cosidetto *bilancio termico*. In fig. 95 è rappresentato in forma significativa il bilancio ter-

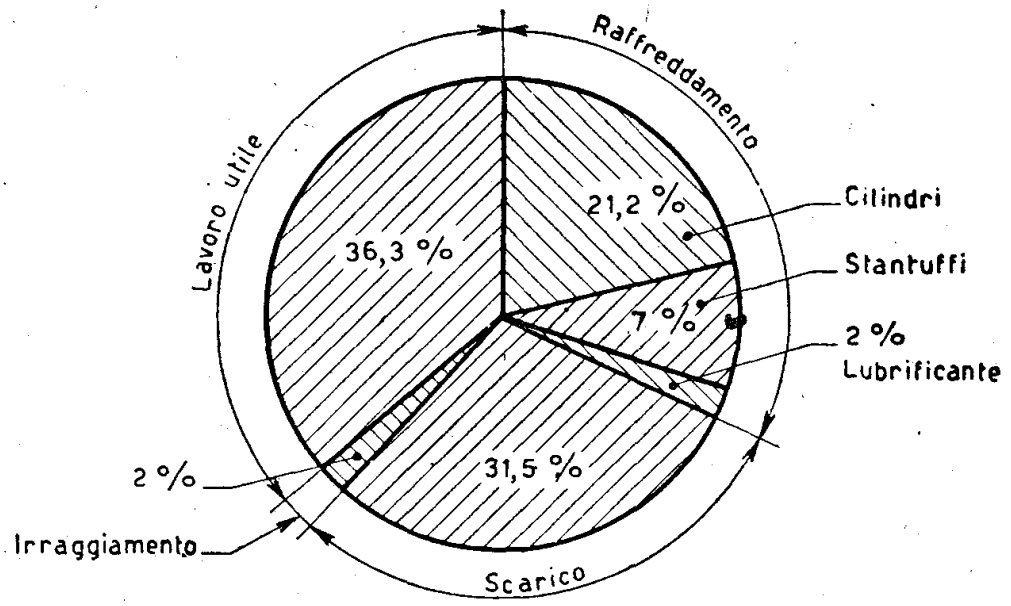


Fig. 96. – Bilancio termico di motore Diesel lento a 2 tempi.

mico di un motore montato su di un'autovettura di caratteristiche medie; in fig. 96 quello di un motore Diesel lento.

80. Potenza assorbita dalle resistenze passive.

È la potenza perduta per vincere l'attrito fra le parti meccaniche in movimento, per compiere il lavoro di pompaggio del fluido e per azionare i vari gruppi accessori come le pompe per l'acqua, per l'olio ecc.: risulta dalla differenza fra la potenza indicata e la potenza utilizzabile all'albero motore. Le perdite per attrito sono dovute allo strisciamento dello stantuffo e degli anelli nei cilindri, e dei perni dell'albero motore e dell'albero di comando della distribuzione nei loro cuscinetti. Il lavoro perduto per il pompaggio è quello fatto dallo stantuffo durante le corse di aspirazione e di scarico o dalle pompe di lavaggio. Nei motori normali a 4 tempi il calcolo di questa potenza perduta non è praticamente eseguibile in modo da ottenere risultati attendibili, per cui il rendimento meccanico viene previsto in base a dati di confronto ricavati da prove pratiche.

Date le difficoltà che si incontrano nel rilevare con sufficiente esattezza il diagramma indicato, in particolar modo quando il regime è elevato, per i motori a più cilindri la determinazione della potenza assorbita dalle resistenze passive viene fatta secondo il metodo seguente: si misura prima la potenza N_e normale e poi quella N_e' che si ha

escludendo l'accensione di uno dei cilindri. Dato che le perdite meccaniche restano praticamente costanti, la differenza $N_e - N_e'$ dà la potenza indicata del cilindro che è stato escluso. Chiamando con i il numero dei cilindri si ha:

$$N_i = i\,(N_e - N'_e)\,,$$

per cui il valore della potenza assorbita risulta:

$$N_i - N_e = i\,(N_e - N'_e) - N_e.$$

Di conseguenza il rendimento meccanico vale:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{i\,(N_e - N'_e)}.$$

Questo metodo, che viene usato per lo più solo per i motori Diesel lenti, non dà risultati molto precisi poichè, come si può dedurre dalla formula ricavata, per limitare l'errore di valutazione del rendimento al 2 % occorrerebbe che l'errore di lettura delle potenze non superasse il 3 ‰ circa.

Il metodo più usato per i motori da autoveicoli è quello di far girare il motore, dopo aver tolta l'accensione, trascinandolo con un motore elettrico (o con un dinamotore) del quale è possibile misurare il numero di giri e la coppia: per mezzo dei valori ricavati si calcola la potenza assorbita ai regimi voluti.

Da numerose prove fatte è risultato che la coppia d'attrito è in parte indipendente dalla velocità e in parte a questa circa direttamente proporzionale per cui, ricordando che la potenza è il prodotto della coppia per la velocità angolare, si deduce che *la perdita di potenza dovuta agli attriti è per una parte proporzionale alla velocità e per la parte rimanente circa proporzionale al quadrato della velocità.*

Le perdite per il lavoro di pompaggio dipendono dalle sezioni di passaggio dei condotti e delle valvole; le perdite dovute agli attriti dipendono dalla natura delle superfici dei cuscinetti, dal tipo del lubrificante, dai giochi esistenti fra le parti in movimento ed a contatto fra loro, ecc.

Già abbiamo detto come il valore del rendimento meccanico totale a coppia massima vari da 0,8 a 0,9. In generale, per un motore da automobile avente a pieno carico un rendimento $\eta_m = 0{,}8$, η_m diventa uguale a 0,55 quando la coppia si abbassa al 30 % del suo valore massimo.

Quando poi il carico si annulla, allora il rendimento meccanico diventa zero perchè tutta la potenza fornita dal motore viene consumata dalle sue resistenze passive; per ogni grado di immissione di fluido attivo si stabilisce un regime di giri tale (*marcia a vuoto*), che la potenza

assorbita dall'attrito fa equilibrio alla potenza indicata: il motore riesce in tal caso solo a far girare se stesso.

Della potenza totale perduta (in condizioni di pieno carico) circa il 60 % è dovuta all'attrito degli stantuffi e dei cuscinetti di biella, il 25 % al pompaggio ed il resto all'attrito degli altri cuscinetti e all'azionamento degli organi accessori.

81. Curve caratteristiche.

I diagrammi che indicano le variazioni della coppia, della pressione media effettiva, della potenza, delle perdite di potenza dovute alle resistenze passive e del consumo di combustibile col variare del numero di giri, sono le curve caratteristiche del motore. *In generale per curve caratteristiche si intendono* però solamente *quelle che si riferiscono alla coppia motrice, alla potenza e al consumo.*

Come venga eseguito il rilievo dei valori necessari per tracciare le curve di un dato motore verrà detto in seguito in capitolo a parte: le curve vengono in genere rilevate in condizioni di massima alimentazione del motore e cioè a carburatore tutto aperto o a pompa d'iniezione regolata per la massima portata.

Spesso vengono rilevate le curve caratteristiche corrispondenti a *carichi ridotti*, e cioè con *gradi di alimentazione* del motore capaci di fornire coppie motrici massime equivalenti a 3/4, 1/2 e 1/4 (oppure a 2/3 ed 1/3) della coppia motrice massima ottenuta a massima alimentazione; altre volte vengono rilevate le così dette *curve di calibratura* (motori d'aviazione) che, in funzione della pressione di alimentazione, danno la potenza del motore mantenuto a giri costanti. Sia le curve a carichi ridotti che quelle di calibratura possono fornire preziosi elementi specie per quanto riguarda i consumi.

Fra i valori della coppia motrice e quelli della potenza esiste la seguente relazione.

$$N = \frac{M_t \ \omega}{75} = M_t \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60 \times 75} = \frac{M_t \ n}{716{,}2}$$

in cui N è espresso in Cv, M_t in mkg, ed n in giri/min; è quindi facile, conoscendo la curva del momento torcente, ricavare quella della potenza e viceversa.

In fig. 97 sono tracciate per un caso generale le curve della potenza N, della coppia motrice M_t e del consumo c_s: sull'asse delle ascisse sono dati i valori del numero di giri e su quello delle ordinate i Cv per la potenza, i mkg per la coppia e i g/Cvh per il consumo.

La curva della coppia serve pure come curva della p.m.e. poichè per una data cilindrata la coppia è per ogni valore del numero di giri proporzionale alla p.m.e. Infatti dalle:

$$\begin{cases} N = \dfrac{p_e V n}{225\, h} \\ M_t = 716{,}2\, \dfrac{N}{n} \end{cases}$$

si ricava:

$$p_e = \frac{225\, h \cdot M_t}{716{,}2\, V} = 0{,}314\, \frac{h}{V}\, M_t .$$

Per il 4 tempi:

$$p_e \cong 1{,}26\, \frac{M_t}{V} .$$

Riferendoci alla figura vediamo come il valore della potenza aumenti, con il numero di giri, fino ad un certo limite (contrassegnato dal

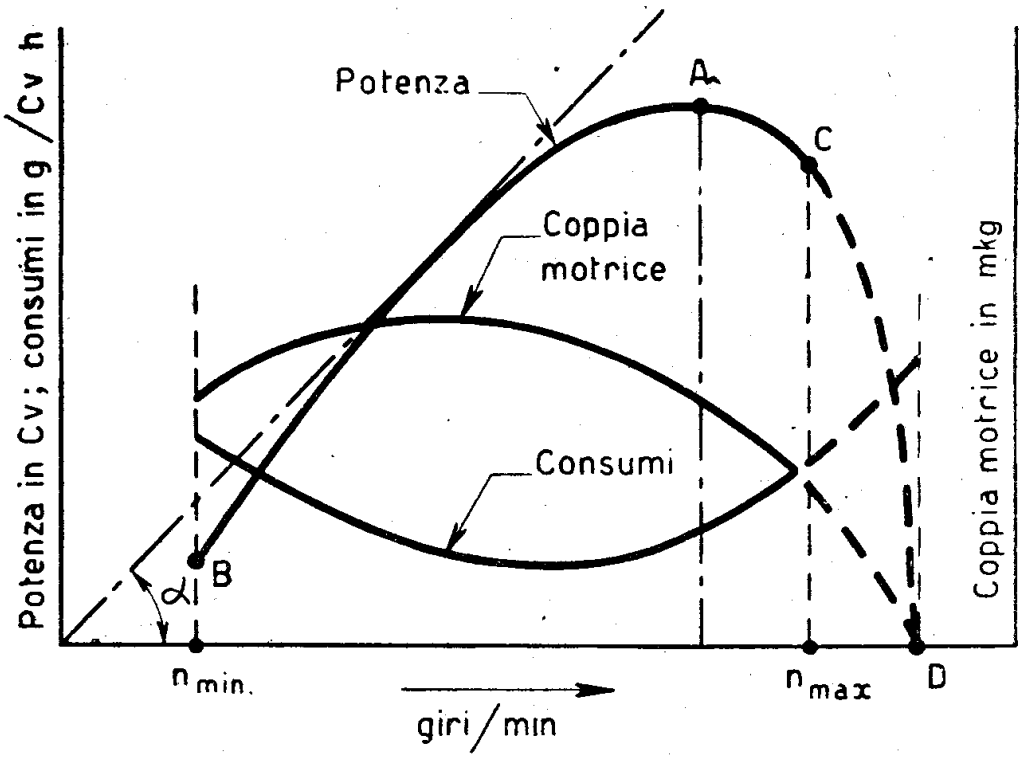


Fig. 97. – Curve caratteristiche.

punto *A*) oltre il quale diminuisce fino a che, continuando ad aumentare il numero di giri, viene ad annullarsi nel punto *D*. La parte tratteggiata della curva non è mai rilevata in pratica sia perchè non ha più alcun interesse sia perchè verrebbe pregiudicata la resistenza del motore.

La perdita di potenza al crescere dei giri dopo il punto *A* è

dovuta essenzialmente alla rapida riduzione del rendimento volumetrico e di quello meccanico (come abbiamo visto la potenza assorbita dalle resistenze passive cresce all'incirca con il quadrato della velocità).

La tangente alla curva di potenza passante per l'origine degli assi segna nel punto di tangenza il regime di massima coppia motrice; infatti la relazione:

$$M_t = \text{cost.} \times \frac{N}{n} = \text{cost} \times \text{tg}\,\alpha$$

dimostra che la coppia motrice è massima per il massimo valore di α. È chiaro che, considerando costante il rendimento termico, la coppia motrice raggiunge il suo valore massimo per la velocità di rotazione corrispondente al massimo valore del prodotto fra il rendimento volumetrico ed il rendimento meccanico.

Il punto B indica il limite al disotto del quale il motore non regge più il carico a causa della sua alimentazione imperfetta, e della irregolarità della coppia. La *marcia al minimo* corrisponde alla minima marcia a vuoto ed ha unicamente lo scopo di mantenere in moto il motore all'avviamento oppure in altre particolari contingenze di impiego; durante la marcia al minimo la potenza è tutta assorbita dalle resistenze meccaniche.

82. Stabilità di funzionamento del motore.

Consideriamo un motore *a regime* e cioè in condizioni di funzionamento tali per cui la velocità di rotazione si mantiene costante e tutta la potenza disponibile all'albero a gomiti è utilizzata con un momento resistente costante. Se per una ragione qualsiasi il momento resistente, che chiameremo M_r, viene a diminuire assumendo il valore M_r', resta improvvisamente disponibile sull'albero un momento $M_d = M_r - M_r'$; e poichè il sistema deve pur sempre essere in equilibrio, questo momento disponibile trova il suo equilibrio nell'imprimere un'accelerazione al complesso *motore-macchina utilizzatrice*, vincendone le forze d'inerzia secondo la nota relazione:

$$M_d = J\,\omega',$$

in cui J è il momento d'inerzia di massa del sistema ed ω' l'accelerazione.

Man mano che l'albero accelera, il sistema si porta verso un nuovo regime di equilibrio che raggiungerà quando il prodotto del nuovo momento resistente per la nuova velocità di regime uguaglierà la nuova potenza del motore; diciamo nuova potenza perchè, pur non avendo variato la regolazione dell'alimentazione del motore, la potenza avrà assunto un altro valore, per effetto della variazione del numero di giri, secondo la forma della curva caratteristica.

Non sempre però avviene che il nuovo regime di equilibrio possa essere raggiunto, e ciò dipende appunto dalla forma delle curve caratteristiche. Infatti nel caso che la curva dei momenti dia valori crescenti o costanti con l'aumentare dei giri, si ha che ad un aumento di velocità, causato da una anche minima diminuzione del momento resistente, non può corrispondere una nuova condizione di equilibrio perchè con la velocità aumenta, o non diminuisce, la causa squilibrante e il numero di giri tende a crescere sempre più; il fenomeno è analogo quando il momento resistente aumenta e la velocità di rotazione diminuisce. In queste condizioni si dice che il funzionamento del motore è *instabile*.

Se, al contrario, il momento motore diminuisce coll'aumentare del numero di giri, una nuova condizione di equilibrio si crea sicuramente, purchè il valore del nuovo momento resistente sia compreso entro i limiti nei quali la curva dei momenti si mantiene con quell'andamento. In queste condizioni il *funzionamento è stabile* e si dice che il *motore è elastico*.

Concludendo: *Un motore è autoregolatore e stabile quando la curva del suo momento motore è decrescente con il numero di giri*, ossia quando la derivata $\frac{dM}{dn}$ è negativa, e lo è tanto più quanto più è elevato il valore assoluto di questa derivata. È invece instabile e quindi non autoregolatore quando tale derivata è positiva.

Agli effetti del particolare impiego per la trazione meccanica è desiderabile che il motore sia *elastico* e cioè che la sua coppia vada aumentando procedendo dal regime massimo verso quello minimo, poichè in queste condizioni alle maggiori resistenze che il veicolo può incontrare sulla strada, il motore può opporre uno sforzo maggiore riducendo la propria velocità.

Per rendere più elastico un motore è necessario diminuire le dimensioni dei suoi condotti d'aspirazione onde spostare verso i bassi regimi la nota condizione di massimo rendimento volumetrico: la curva della potenza si abbassa e diventa più *piatta* a causa della diminuzione del rendimento volumetrico agli alti regimi. Un maggior grado di elasticità si raggiunge dunque, a parità di altre condizioni, solo a scapito della potenza massima e, volendo mantenere la potenza massima, solamente aumentando la cilindrata; è questa una delle varie ragioni per cui in generale i motori delle autovetture americane sono di cilindrata superiore a quelli delle vetture europee.

Tenendo conto delle diverse possibilità di impiego del motore a combustione interna, con riferimento alle curve caratteristiche (fig. 98) possiamo distinguere 3 casi:

1) *Motore utilizzato a piena potenza* A se un aumento del momento resistente lo fa rallentare, il funzionamento si sposta verso momenti motori più elevati ossia in modo da soddisfare alle nuove esigenze; analogamente avviene se accelera per diminuzione del momento resistente. Il motore è quindi stabile e autoregolatore.

2) *Motore utilizzato a media potenza* B: la curva dei momenti ha in questa zona piccole variazioni per cui l'assetto di equilibrio è raggiunto con scarti molto forti di velocità. È questo il caso dei motori Diesel in genere, la cui coppia motrice ha piccole variazioni nell'intero suo campo di utilizzazione, e del Diesel lento in particolare, che viene impiegato a regimi per i quali tale coppia può essere ritenuta addirittura costante.

Il motore è dunque instabile; l'equilibrio può venir raggiunto solo con scarti di velocità che in genere sono inammissibili.

3) *Motore utilizzato a bassissima potenza* C: una variazione di momento resistente tende a portare il motore a funzionare con un momento motore variato

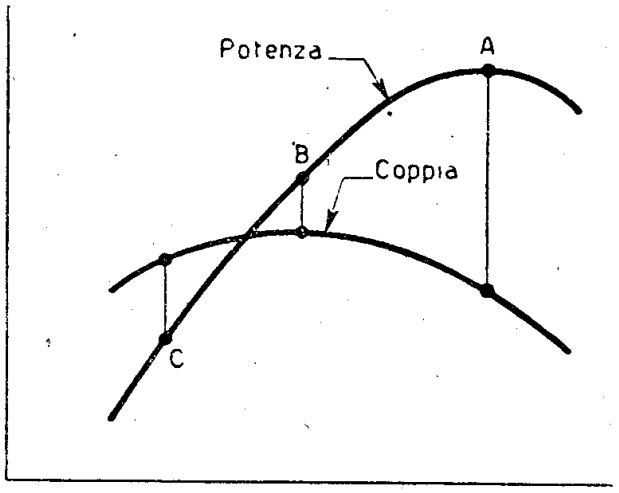


Fig. 98 – Curve caratteristiche di motore per autoveicolo.

in senso contrario al richiesto. Il motore è instabile e non autoregolatore perchè, se il momento resistente diminuisce, esso può trovare il regime di equilibrio solo in un punto molto lontano, al contrario, se il momento resistente cresce il motore si ferma (1).

---

(1) Cogliamo l'occasione per fare un interessante e utile confronto sulle capacità autoregolatrici e di stabilità dei motori elettrici che da questo punto di vista sono i generatori di potenza che meglio si comportano.

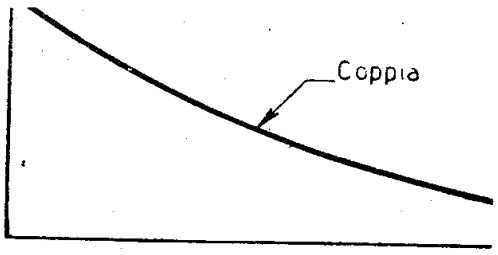


Fig. 99 – Curva di coppia di motore elettrico a corrente continua.

1) *Il motore elettrico a corrente continua* eccitato in serie è caratterizzato dall'avere (fig. 99) il momento motore M circa inversamente proporzionale al numero di giri in modo da dare potenza quasi costante nel campo di utilizzazione. Un aumento di velocità causato da diminuzione di momento resistente lascia invariata la potenza e quindi l'aumento stesso sarà direttamente proporzionale alla diminuzione del momento resistente. Infatti se la potenza resta costante vuol dire che è: $M\,\omega = M'\omega' = \text{cost}$;

da ciò si ricava $\omega' = \omega \frac{M}{M'}$ Il motore è stabile ed è particolarmente adatto per la trazione.

2) *Il motore elettrico a corrente alternata* è caratterizzato dall'avere, specie il sincrono, velocità costante. Una diminuzione del momento resistente genera una diminuzione proporzionale di potenza lasciando invariata la velocità. Il motore è autoregolatore per eccellenza e perfettamente stabile

83. Regolazione e regolatori.

Nel campo della locomozione le leggi secondo le quali varia il momento resistente col variare della velocità di rotazione dell'albero sono tali per cui il funzionamento del complesso motore-veicolo ha, per ogni data regolazione della quantità di combustibile introdotta nel motore ad ogni ciclo, un carattere di stabilità.

Così ad esempio, nel caso di un motore Diesel marino, per una determinata immersione dell'elica di propulsione e una data quantità di combustibile iniettato per ciclo, il numero di giri si mantiene costante perchè ad ogni eventuale aumento di velocità di rotazione si oppone un aumento di momento frenante da parte dell'elica. Nel caso di un'autovettura marciante su strada piana, per ogni data posizione dell'acceleratore, la velocità si mantiene costante perchè ogni aumento è impedito da un aumento della resistenza all'avanzamento opposta dall'aria e dal rotolamento delle ruote.

Ma può succedere che l'elica, a causa del moto ondoso della superficie marina, esca momentaneamente fuori dall'acqua, e che l'autovettura incontri una ripida discesa; avviene allora che il motore, non più frenato, può assumere una velocità di rotazione pericolosa alla sua integrità. Per questa ragione nei motori marini ed in molti motori per autoveicoli sono necessari dei mezzi di regolazione automatici i quali, agendo sulla mandata del combustibile, impediscano che tale velocità venga raggiunta. Questa regolazione, detta *di massima o di sicurezza*, interviene quindi solo da un certo punto in poi e permette che alle velocità inferiori possa essere effettuata la regolazione a mano.

Ancora più sentita è la necessità di una regolazione automatica nei motori per installazioni fisse, nelle quali il carico può variare con legge non definita, mentre in genere si ha la necessità di mantenere velocità costanti. In tal caso la regolazione ha il compito di intervenire sia quando il motore ha tendenza ad accelerare come quando ha tendenza a rallentare, per mantenere costante il numero di giri indipendentemente dalla volontà dell'uomo. Questo tipo di regolazione, detta *di marcia*, rende stabile un motore che di per sè non lo è, perchè funziona in modo che ad una variazione del carico corrisponda una variazione di egual segno del momento motore; applicata a motori già di per sè stabili, serve a ridurre il loro campo di autoregolazione.

Un tipo particolare di regolazione è quella che definiamo come regolazione *continua di marcia*, la quale viene applicata sulla maggior parte dei motori Diesel veloci per trazione terrestre; con essa il motore viene soggetto ad una regolazione di marcia per ogni regime prescelto dal conduttore, entro i limiti di massimo e di minimo ammessi.

L'organo automatico che è sensibile alle variazioni di velocità del motore e ne comanda l'alimentazione per la regolazione è generalmente un regolatore a masse centrifughe comandato dal motore stesso. La sua

prontezza d'intervento è definita dal *grado di sensibilità*; questo è dato dal rapporto $\frac{n}{n'' - n'}$ in cui n è la velocità di regime prescelta e n'' ed n' sono i valori, al disopra e al disotto di n, ai quali il motore deve portarsi perchè il regolatore entri in funzione.

84. Relazione fra la potenza e le condizioni atmosferiche.

Ha grande importanza per i motori endotermici, e specialmente per quelli d'aviazione, la determinazione dell'influenza che hanno sulla potenza sviluppata alcuni fattori che dipendono dalla quota di funzionamento e dalle condizioni atmosferiche e cioè la pressione, la temperatura e il grado di umidità dell'aria atmosferica.

In seguito a studi e ad accurate esperienze eseguite su motori di aviazione in camere nelle quali è possibile variare la pressione e la temperatura dell'aria, è stato confermato che la potenza è direttamente proporzionale alla pressione barometrica (in corrispondenza dell'entrata nel carburatore) ed alla radice quadrata della temperatura assoluta. A questa conclusione si può arrivare pure per via di calcolo.

Allo scopo di rendere confrontabili i dati di potenza ricavabili da diversi motori provati in diverse condizioni di temperatura e pressione ambiente, si è stabilito di riferirli ad una **aria tipo**, e cioè alla pressione di 760 mm di mercurio e a 15° C di temperatura. La formula adottata per riportare i dati di potenza nelle condizioni di aria tipo è la seguente:

$$N_o = N \frac{p_o}{p} \sqrt{\frac{T}{T_o}},$$

in cui:

N_0 = potenza in Cv ridotta all'aria tipo;
N = potenza rilevata al freno;
p = pressione atmosferica ambiente;
p_0 = pressione normale di 760 mm di mercurio;
T = temperatura assoluta ambiente;
T_0 = temperatura assoluta normale = $(273 + 15)^\circ K$.

L'espressione $\frac{p_0}{p} \sqrt{\frac{T}{T_0}}$ si chiama *fattore di correzione o di potenza*.

Per quanto riguarda l'umidità la correzione può essere fatta sottraendo dalla pressione atmosferica la pressione di vapore d'acqua riscontrata e usando il valore che ne risulta, in luogo del valore p, nella formula della correzione.

La fig. 100 dà l'andamento della pressione, della temperatura e del fattore di correzione al variare della quota.

TABELLA V.

Temperatura, pressione e peso specifico dell'aria al variare della quota.

Quote m	Temp. °C	Pressione mm Hg	Pressione kg/cm²	Peso specif. kg/m³	Quote m	Temp. °C	Pressione mm Hg	Pressione kg/cm²	Peso specif. kg/m³
0	15	760	1	1,225	3500	— 7,75	493	0,648	0,863
200	13,7	742	0,976	1,202	4000	— 11	462	0,608	0,819
400	12,4	725	0,955	1,179	4500	— 14,25	433	0,570	0,777
600	11,1	707	0,930	1,156	5000	— 17,5	405	0,533	0,736
800	9,8	690	0,909	1,134	5500	— 20,75	379	0,499	0,697
1000	8,5	674	0,887	1,112	6000	— 24	354	0,465	0,660
1200	7,2	658	0,866	1,090	6500	— 27,25	330	0,435	0,624
1400	5,9	642	0,845	1,070	7000	— 30,5	308	0,405	0,590
1600	4,6	626	0,825	1,048	7500	— 33,75	287	0,378	0,557
1800	3,3	611	0,805	1,027	8000	— 37	267	0,352	0,525
2000	2	596	0,785	1,007	8500	— 40,25	248	0,326	0,495
2200	0,7	582	0,765	0,987	9000	— 43,5	230	0,302	0,466
2400	— 0,6	567	0,745	0,967	9500	— 46,75	214	0,282	0,439
2600	— 1,9	553	0,727	0,947	10000	— 50	198	0,260	0,413
2800	— 3,2	539	0,710	0,928	10500	— 53,25	183	0,241	0,388
3000	— 4,5	526	0,692	0,909	11000	— 55	170	0,224	0,361

ESEMPIO. – *Calcolare la perdita percentuale di potenza, riferita all'aria tipo, che subisce un motore d'automobile alla quota del passo dello Stelvio* (*m.* 2758).

Dall'apposito diagramma per quota 2758 si rileva

$$t \cong -3^\circ\,\mathrm{C}; \quad \text{quindi} \quad T = 270^\circ\,\mathrm{K}\,; \quad p = 543\ \mathrm{mm\ Hg}\,.$$

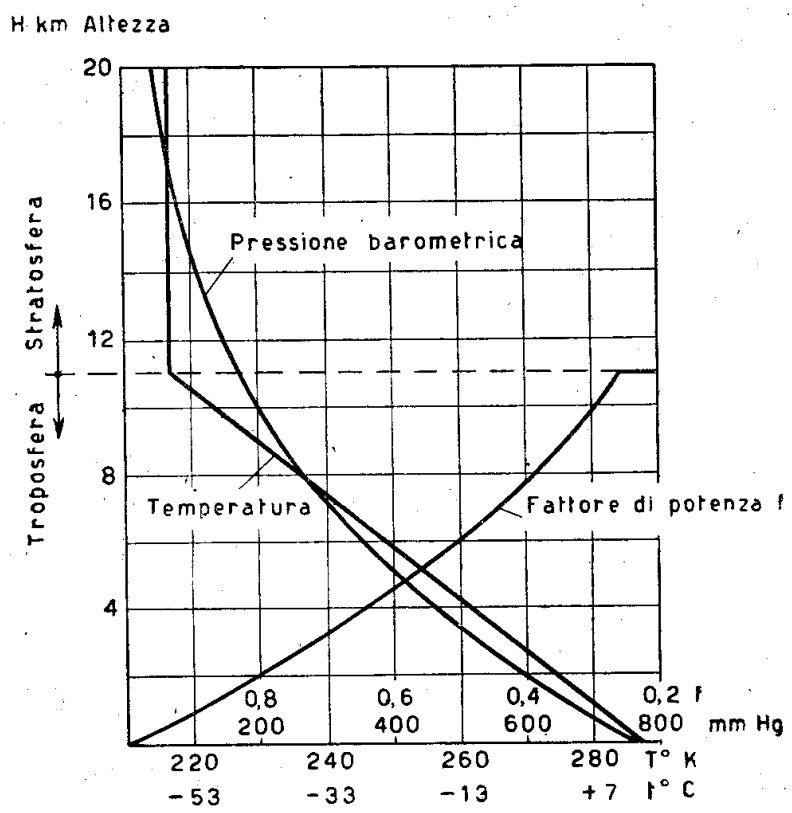


Fig. 100. – Influenza della quota sul fattore di potenza.

Applicando la formula

$$N = N_0 \frac{p}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T}},$$

si ottiene:

$$N = N_0 \frac{543}{760} \sqrt{\frac{288}{270}} = N_0 \times 0{,}729.$$

La perdita è di

$$(1 - 0{,}729)\, N_0 = 0{,}271\, N_0, \quad \text{vale a dire del } 27{,}1\ \%.$$

In linea generale si può ritenere che le perdite di potenza dovute alla quota aumentino di circa il 10 % ogni 1000 m di dislivello.

85. *Alimentazione forzata dei cilindri.*

Mentre nei motori a due tempi il compressore è indispensabile per il normale funzionamento, in quelli a quattro tempi esso viene applicato solamente in casi speciali per ottenere *l'alimentazione forzata.*

Con l'alimentazione forzata si manda nei cilindri un peso di fluido attivo maggiore di quello che il motore aspirerebbe con la sola propria azione di pompaggio. Gli scopi prefissi possono essere due differenti: 1° ripristinare una determinata pressione di alimentazione che particolari condizioni di funzionamento possono avere abbassato; 2° aumentare la potenza ricavabile dall'unità di cilindrata.

Il primo si riferisce in genere al caso dei motori d'aviazione: il variare della quota di volo porta a variazioni delle pressioni esterne, e quindi di alimentazione (vedere la tabella V), nel senso che aumentando la quota diminuisce la densità dell'aria (e perciò il peso della carica aspirata) e conseguentemente la potenza.

L'alimentazione forzata permette di ottenere, in determinate condizioni di funzionamento in quota, la stessa pressione del fluido all'entrata dei cilindri, e perciò la stessa forma del ciclo indicato, che il motore avrebbe a quota zero nelle condizioni migliori dal punto di vista termodinamico. La condizione ideale sarebbe quella di rendere costante, al variare della quota, la pressione del fluido all'ingresso del cilindro a parità di temperature o meglio, per tener conto anche di quest'ultima variabile, di mantenere costante il peso della carica.

Il secondo caso è generalmente quello dei motori da corsa a cui sia imposto un limite alla cilindrata; lo scopo è allora quello di ricavare il massimo di potenza senza rispetto per i rendimenti e quindi per i consumi; l'alimentazione forzata diventa *sovralimentazione.*

Stabilito il combustibile, resta fissata la pressione massima di compressione ammissibile (in relazione alla sua resistenza alla detonazione). Questa pressione di fine compressione viene ottenuta in parte nel compressore e poi completata nel motore. È evidente che, se all'inizio della fase di compressione il fluido attivo ha già un notevole grado di compres-

sione, il rapporto di compressione del motore deve essere minore che nel motore senza compressore; ciò vuol dire che, fissata la cilindrata, il volume della camera di combustione sarà maggiore nel motore con compressore, il quale utilizzerà così per ogni ciclo un maggior peso di fluido attivo. Poichè le pressioni di fine compressione (e quindi anche le pressioni di combustione) sono uguali nei due casi, e poichè sono pure uguali gli incrementi di volume durante l'espansione, le pressioni vanno diminuendo in questa fase meno rapidamente dove maggiore è il volume iniziale, ossia nel motore sovralimentato, che sfrutta quindi un minor rapporto di espansione (1).

L'aumento di potenza dovuta alla sovralimentazione è dunque causato dall'aumento della p.m.e. e dal mantenimento di questa anche a regimi molto più elevati di quelli dei motori normali; il minor rapporto di espansione porta però ad una diminuzione del rendimento termico e conseguentemente ad un aumento dei consumi specifici.

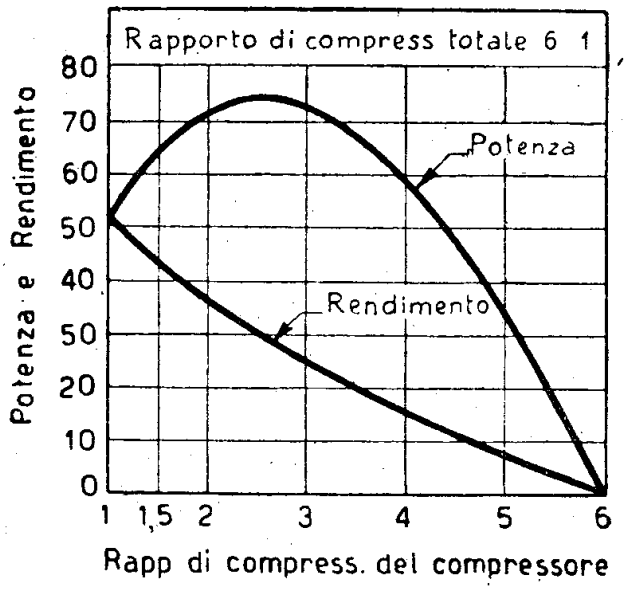


Fig. 101. – Influenza del rapporto di compressione nel compressore.

In fig. 101 sono riportati l'andamento del rendimento termico e della potenza coll'aumentare del rapporto di compressione nel compressore, supposto che il motore debba funzionare con rapporto volumetrico di compressione finale = 6.

Mentre il rendimento termico seguita a diminuire, fino a ridursi a zero quando tutto il rapporto di compressione è fornito dal compressore, la potenza ha un massimo quando il rapporto di compressione totale è circa ugualmente ripartito tra compressore e motore; ciò è dovuto al fatto che la curva esprime la potenza del complesso motore-compressore e che la potenza assorbita dal compressore aumenta tanto da superare, da un certo punto in poi, l'aumento di potenza provocato nel motore.

Nei ragionamenti svolti nel presente paragrafo si è sempre parlato di pressioni; poichè però sono i pesi di fluido che più interessano, va inteso che nei confronti fatti devono ritenersi costanti le temperature perchè le pressioni possano esprimere i pesi.

---

(1) Che il rapporto di espansione sia minore nel motore sovralimentato, è reso comprensibile anche dalla seguente considerazione: sia V_c il volume della camera di combustione del motore senza compressore, (V_c+v_c) quello del motore sovralimentato e V la cilindrata; il rapporto di espansione vale quindi:

$$e_1 = \frac{V + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V}{V_c}$$ nel primo caso

$$e_2 = \frac{V + V_c + v_c}{V_c + v_c} = 1 + \frac{V}{V_c + v_c}$$ nel secondo caso.

86. Dati caratteristici dei motori.

Un motore di cui si conosca il sistema di accensione (o il ciclo termico teorico) e il ciclo di lavoro, viene a grandi linee individuato per dimensioni e per qualità funzionali dalla serie di dati caratteristici seguente:

N	Potenza massima	Cv
n	Numero di giri corrispondente	giri/min
D	Diametro dello stantuffo	mm
C	Corsa dello stantuffo	mm
h	Numero dei tempi	—
ρ	Rapporto di compressione	—
i	Numero dei cilindri	—
$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot C \cdot i$	Cilindrata totale	cm^3
$u = \frac{C\,n}{30}$	Velocità media dello stantuffo	m/s
$p_e = \frac{225\,N\,h}{V\,n}$	Pressione media effettiva	kg/cm^2
$\mu = \frac{C}{D}$	Rapporto $\frac{Corsa}{Diametro}$	—
$\lambda = \frac{r}{L} = \frac{C}{2\,L}$	Rapporto $\frac{Raggio\ di\ manovella}{Lunghezza\ della\ biella}$	—

Di alcuni di questi dati conosciamo già l'importanza. Parleremo ora delle più importanti relazioni che li legano e sopratutto della loro influenza sulla potenza del motore.

87. Numero di giri.

Il dato più importante del motore è quello della potenza, ma non è sufficientemente significativo se non accompagnato da altri dati caratteristici; infatti potenze uguali si possono avere da motori del tutto diversi.

Fra i valori che servono a definire un tipo di motore è il *numero di giri* che rappresenta uno degli *indici dello sfruttamento più o meno spinto della cilindrata*. È ovvio che fra due motori di ugual cilindrata, funzionanti a regimi diversi e aventi a tali regimi lo stesso grado di riempimento dei cilindri, risulta di maggior potenza il motore più veloce. Numeri di giri elevati vengono perciò adottati, nei limiti ammessi dalla velocità media di stantuffo, quando si vogliono ottenere forti valori del rapporto potenza/peso, o grandi potenze su piccole unità.

Spesso il numero di giri è una conseguenza dell'impiego specifico

del motore; ciò si verifica quando viene richiesta una velocità di rotazione ben definita e non si vuole interporre tra il motore e l'elemento condotto un riduttore od un moltiplicatore di velocità. Ad esempio in aeronautica la velocità massima di rotazione dell'elica, alla quale il suo rendimento aerodinamico si mantiene buono, è legata al diametro che a sua volta è vincolato in parte da esigenze di progetto dell'apparecchio: se in questo caso non si vuol fare uso di riduttori o si debbono adottare riduttori non molto ingombranti, il motore deve avere velocità di rotazione limitata; lo stesso dicasi per i motori marini.

Per ragioni precedentemente dette e per altre che diremo in seguito, *il motore deve funzionare ad un numero di giri tanto più basso quanto più grande è la sua cilindrata unitaria, quanto maggiore deve essere il suo grado di sicurezza e di durata, e silenzioso il suo funzionamento.*

Il funzionamento in un campo molto esteso di numeri di giri è una caratteristica dei motori per autotrazione; caratteristica opposta hanno i motori per installazioni fisse, per l'aviazione e la trazione ferroviaria.

Il regime di minimo dipende sopratutto dal numero dei cilindri, dal momento d'inerzia del volano, dalla registrazione del carburatore (o della pompa d'iniezione) e dal sistema di accensione, mentre quello massimo ammesso dipende dal peso delle parti dotate di moto alternato, dal tipo di accensione, dalle sezioni dei condotti di aspirazione e scarico, dal sistema di iniezione, come pure dal raffreddamento, dalla lubrificazione e dalla resistenza del materiale.

La gamma di valori del numero di giri per i vari tipi di motori è molto vasta e corrisponde approssimativamente a quella riportata in tabella IX (fine Appendice).

88. *Numero dei cilindri.*

Il numero di cilindri è scelto in base agli ingombri ed alle caratteristiche di impiego o di economia. Così in automobilismo, quando vien tenuto conto sopratutto del prezzo di costo (vetture utilitarie), viene scelto il numero di cilindri minimo compatibile con le necessità minime imposte dal mercato; quando invece il motore è destinato a vetture di più alta classe il numero dei cilindri viene elevato per ottenere un funzionamento più uniforme e perciò più piacevole.

Il 4 cilindri è quindi scelto per autovetture di classe media, mentre per classe più elevata si passa al 6, all'8 e in qualche caso al 16 cilindri.

In aeronautica si adotta in genere un grande numero di cilindri; ciò è dovuto al fatto che nei motori ad accensione per scintilla, allo scopo di limitare il peso delle masse alterne e non incorrere in difficoltà relative alla combustione, il diametro dei cilindri non può superare un certo limite, e poichè le potenze richieste sono molto elevate (spesso di 1500 Cv per motore), il loro raggiungimento non può essere ottenuto che moltiplicando il numero dei cilindri.

Così, mentre è già normalmente applicata la soluzione del tipo a V di 16 cilindri e quella a doppia stella di 18 cilindri, si ha qualche caso di motore a 36 cilindri e si prevede che potranno essere adottate solu-

zioni con numero di cilindri ancora superiore. Per questa ragione, oltre al motore stellare ed a V, sono nati i motori a W, a cilindri contrapposti e ad H che cercano di disporre il grande numero di cilindri necessari, in modo da avere, caso per caso, la più razionale utilizzazione dello spazio disponibile.

L'aumento del numero dei cilindri comporta ovviamente notevoli complicazioni meccaniche e nei motori raffreddati ad aria il problema del raffreddamento diviene più grave. Con motori raffreddati a mezzo di liquidi la limitazione di carattere pratico sta nel numero di cilindri per fila. Il motore Allison da 2600 Cv ha quattro file di 6 cilindri ciascuna. Un maggior numero di cilindri per fila aumenta la lunghezza dell'albero a gomiti con tutti i problemi connessi alle vibrazioni torsionali.

Una disposizione originale, avente lo scopo di ottenere un piccolo ingombro longitudinale senza aumentare di troppo quello trasversale, è la disposizione a *V stretto* adottata da *Lancia*.

Questa consiste nel disporre gli assi dei vari cilindri in due piani longitudinali formanti un V di circa 20°. Non essendo possibile con questo piccolo angolo sistemare due cilindri in uno stesso piano trasversale come nelle normali disposizioni a V (a meno di allungare inammissibilmente le bielle), ogni asse cilindro giace in un distinto piano normale all'albero ed ogni stantuffo è comandato da una propria manovella; in questo modo si può però ridurre l'interasse longitudinale fra i cilindri data la loro disposizione su due linee. La lunghezza del motore risulta perciò intermedia fra quella corrispondente alla soluzione con cilindri in linea e quella delle normali disposizioni a V ed è possibile la costruzione in un sol blocco come nel caso dei cilindri in linea. Per la distribuzione regolare delle accensioni nel ciclo le manovelle sono spostate di un angolo pari a quello del V. L'albero risulta quindi leggermente squilibrato dinamicamente per quanto riguarda le forze alterne; generalmente viene equilibrato con contrappesi per quanto riguarda le forze centrifughe.

Nel caso dei grandi motori per installazioni fisse e marine il numero dei cilindri non supera in generale quello di 12; infatti non esistono particolari difficoltà all'aumento della cilindrata unitaria poichè, dato il basso numero di giri, il peso delle parti dotate di moto alternato può raggiungere valori molto grandi e la combustione ha il tempo di interessare tutta l'aria esistente nella camera sebbene questa sia di grandi dimensioni.

89. *Dimensioni del cilindro.*

Sappiamo che la potenza può esprimersi con la formula:

$$N = \frac{p_e \cdot V \cdot n}{900000} \quad \text{in cui} \quad V \quad \text{è espresso in cm}^3.$$

Esprimendo la corsa C e il diametro D in cm si può scrivere:

$$N = \frac{p_e \cdot \pi \cdot D^2 \cdot C \cdot i \cdot n}{4 \times 900000};$$

e sostituendo ad n il suo valore in funzione della velocità media di stantuffo e cioè $n = \frac{30\,u}{C}$:

$$N = \frac{p_e \cdot \pi \cdot D^2 \cdot u \cdot i \cdot 30}{4 \times 900000}$$

Ricavando il valore del diametro D si ha:

$$D = \sqrt{\frac{38200\,N}{p_e \cdot u \cdot i}}$$

Da questa espressione risulta che, *a parità di velocità media dello stantuffo e di pressione media effettiva, la potenza di un motore aumenta con il quadrato del diametro dello stantuffo.*

Consideriamo ora due motori di disegno uguale ma in scala diversa sia r il rapporto fra le due scale. Se i rendimenti volumetrici fossero uguali, la quantità di fluido immessa in ogni cilindro sarebbe proporzionale alle cilindrate dei due motori e, supponendo uguali i rendimenti termodinamici, i due motori svilupperebbero, allo stesso numero di giri, potenze proporzionali alle loro cilindrate. In pratica questo non si verifica perchè i rendimenti volumetrici non sono uguali. Prendendo infatti in considerazione le velocità W dei gas attraverso alle valvole, potremo scrivere $A_s\,u = A_v\,W$ in cui $A_s = \frac{\pi D^2}{4}$ è l'area dello stantuffo e A_v la sezione utile di passaggio della valvola; questa può essere espressa come una frazione dell'area dello stantuffo: $A_v = \frac{A_s}{K}$, per cui si avrà:

$$A_s \cdot u = \frac{A_s}{K} \cdot W \quad ; \quad W = K\,u\,.$$

Se con l'indice $'$ indichiamo i dati del motore più grande abbiamo:

$$\frac{W'}{W} = \frac{u'}{u} \quad \text{e poichè} \quad u = \frac{C\,n}{30},$$

$$\frac{W'}{W} = \frac{r\,C\,n}{C\,n} = r\,.$$

Vediamo quindi che *la velocità dei gas nel motore grande è* r *volte maggiore di quella del motore piccolo,* per cui il rendimento volumetrico è minore. Viene perciò ancora una volta confermato quanto già detto a proposito del carico sui cuscinetti (§ 39), e cioè che i motori a grande cilindrata unitaria non possono funzionare a regimi elevati come quelli

dei motori a cilindrata minore. Ne consegue che la potenza specifica (Cv per litro di cilindrata) è maggiore per i motori piccoli che per i grandi. Vi è la aggiungere inoltre che, supponendo in prima approssimazione che la *velocità di combustione* non dipenda dal diametro dello stantuffo, a parità di altre condizioni (temperatura, pressione, turbolenza e dosatura del combustibile) il tempo necessario per la completa combustione è tanto maggiore quanto maggiore è il diametro dello stantuffo per il maggior spazio che deve percorrere la fiamma (motori a carburazione) o il combustibile (motori a iniezione).

L'aumento del diametro D ha pure influenza sul raffreddamento (vedi § 90) e sull'efficienza della camera di combustione, come vedremo più oltre.

Nei motori d'aviazione si è raggiunta una potenza massima per cilindro di circa 120 Cv con un diametro di circa 150 mm ed una velocità di stantuffo di 15 m/sec. Quantunque sembri facile poter aumentare la potenza sviluppata da un cilindro mediante l'aumento del suo diametro, in pratica i limiti raggiunti non possono per il momento essere facilmente superati a causa delle gravi difficoltà che si incontrano per refrigerare i cilindri, gli stantuffi, le valvole e le candele.

Occorre infatti tenere presente che l'energia sviluppata dal cilindro è proporzionale al suo volume il quale varia con il cubo del diametro, mentre la superficie attraverso la quale il calore viene trasmesso all'elemento refrigerante varia solo proporzionalmente al quadrato del diametro e che le difficoltà di raffreddamento aumentano in misura proporzionale con l'aumento del diametro del cilindro.

90. Velocità media di stantuffo u.

$$d = \frac{C \cdot n}{30}.$$

È questo un parametro di grande interesse perchè definisce il grado di carico, le condizioni di funzionamento degli organi principali, e dà un'idea del valore del rendimento meccanico del motore. Abbiamo visto parlando del rendimento meccanico come le perdite per attrito siano per la maggior parte da attribuirsi all'azione dello stantuffo sulle pareti del cilindro; la perdita di potenza interna del motore è quindi tanto più elevata quanto più elevata è la ve.ocità dello stantuffo.

Ma l'importanza del parametro u si manifesta in molti altri problemi relativi alla dinamica del motore; riportiamo qui altri due esempi significativi:

a) *Forze d'inerzia.* – Abbiamo visto che le forze d'inerzia, rotanti ed alterne, sono caratterizzate dal fattore $m\,\omega^2 r$; e poichè possiamo ritenere la massa proporzionale al cubo del diametro, che è la dimensione lineare caratteristica del motore, ossia proporzionale alla

cilindrata V, si potrà scrivere l'espressione delle forze d'inerzia sotto la forma qualitativa:

$$F = K \cdot V \cdot \omega^2 \cdot r = K \cdot V \cdot \omega^2 \frac{C}{2} = K' \cdot V \cdot \omega^2 \frac{u}{n},$$

in cui K e K' sono delle costanti.

Da essa si vede che, fra due motori di ugual cilindrata e funzionanti a ugual numero di giri è soggetto a forze di inerzia più elevate, e quindi a carichi più rilevanti, il motore che ha maggior velocità di stantuffo.

Si vede anche, nel confronto tra due motori di diverse dimensioni ma con le stesse velocità di rotazione, che le forze d'inerzia aumentano nel motore più grande non solo per effetto dell'aumento delle masse, in proporzione diretta con l'aumento della cilindrata, ma anche per effetto dell'aumento che ne deriva per la velocità dello stantuffo se non si varia il valore del rapporto C/D. Si ribadisce così che, aumentando le dimensioni, deve necessariamente essere diminuita la velocità di rotazione.

b) *Calore sottratto.* – Il calore da sottrarre attraverso alle pareti refrigerate del cilindro è proporzionale al volume mentre le capacità refrigeranti sono proporzionali all'area radiante del cilindro; si deduce che il calore sottratto al gas è proporzionale al rapporto $\frac{\text{area}}{\text{volume}}$ ossia inversamente proporzionale al diametro D. Inoltre la quantità di calore sottratta è tanto minore quanto più velocemente si susseguono i cicli ossia è inversamente proporzionale al numero di giri n. Concludendo: la quantità di calore Q sottratto dalle pareti è, restando costante ogni altra condizione, inversamente proporzionale al prodotto $n\,D$, ossia, *a parità di rapporto* C/D, alla velocità media dello stantuffo; si ha infatti:

$$Q = \frac{K}{n \cdot D} \quad ; \quad D = \frac{C}{\mu} \quad ; \quad Q = K' \frac{1}{n \cdot C} = K'' \frac{1}{u}.$$

Come è stato messo in evidenza dagli esempi citati, l'importanza del parametro u si fa sentire in tutti i problemi che si presentano nel motore; consigliamo perciò il lettore a voler *considerare la velocità media di stantuffo come il primo e più importante argomento di discussione nella trattazione di tutti i problemi dinamici del motore.*

In media u varia da 3 a 15 m/s (v. Tab. IX).

91. Rapporto corsa: diametro.

È tendenza generale, specialmente sentita nel campo dell'autotrazione, quella di ridurre il rapporto $\frac{\text{corsa}}{\text{diametro}}$.

Anche nei motori lenti per installazioni fisse, nei quali la velocità media dello stantuffo può essere mantenuta nei limiti di sicurezza voluti anche con lunghe corse, esiste la convenienza di accorciare, quando è possibile, la corsa.

Particolarmente nel campo delle piccole cilindrate il motore a corsa corta o « quadro » offre sui motori a corsa lunga di pari cilindrata diversi vantaggi, che possiamo in breve riassumere nel modo seguente:

1°) La potenza del motore aumenta, come sappiamo, con la 2ª potenza del diametro, mentre in pratica aumenta solo con esponente 0,5 o 0,6 per la corsa.

2°) Si ha la possibilità di una migliore sistemazione delle valvole e delle candele in quanto la testa del cilindro risulta più ampia.

3°) La velocità media di stantuffo diminuisce a parità di numero di giri.

4°) Si riducono le forze centrifughe ed alterne poichè la pratica conferma che il vantaggio d'una corsa minore supera lo svantaggio del maggior peso degli organi in movimento.

5°) L'albero a gomiti ed i cuscinetti risultano meno sollecitati; infatti, oltre alla riduzione delle forze d'inerzia, la diminuzione della corsa porta ad un irrigidimento dell'albero motore poichè, accorciandosi le manovelle, si crea un ricoprimento tra i perni di banco e quelli di manovella e ne consegue un irrobustimento dei bracci.

6°) A parità di potenza è minore il peso ed in genere l'ingombro del motore a corsa corta (importante soprattutto per i motori d'aviazione).

Si può obiettare che con l'aumento del diametro si viene ad avere sullo stantuffo un maggior carico, ma nel caso dei motori per autoveicoli, dati gli elevati regimi dei motori attuali, il carico sui cuscinetti è in preponderanza dovuto alle forze d'inerzia per cui lo svantaggio non è reale.

Per contro i cilindri a corsa lunga presentano alcuni vantaggi dal punto di vista essenzialmente termico, quali la forma più raccolta e quindi a più alto rendimento della camera di combustione e la più elevata capacità di smaltimento del calore per effetto del maggiore rapporto superficie-volume.

Talvolta per ragioni di spazio conviene l'adozione di una corsa più lunga di quella che potrebbe essere più conveniente dal punto di vista prettamente motoristico mentre altre volte, per la stessa ragione, conviene adottare addirittura un rapporto $C/D < 1$ (motori a cilindri orizzontali contrapposti e ad H).

ESEMPIO. – *Determinare in linea di massima le dimensioni (corsa e diametro) da assegnare ad un motore Diesel veloce a 6 cilindri 4 tempi di un autocarro per il quale occorra una potenza max di 150 Cv a 2000 giri, sapendo che a detto regime si prevede di poter ottenere una* p_e *di 6,6 kg/cm².*

Cilindrata totale:

$$V = \frac{225\, h \cdot N_e}{p_e\, n} = \frac{225 \times 4 \times 150}{6{,}6 \times 2000} = 10{,}225\ \text{l} = 10225\ \text{cm}^3.$$

Cilindrata unitaria:

$$V_0 = \frac{V}{i} = \frac{10225}{6} = 1705\ \text{cm}^3.$$

Ponendo:

$$\mu = \frac{C}{D} = 1{,}2,$$

si ha:

$$V_0 = \frac{\pi D^2}{4} C = \frac{\pi D^2}{4} 1{,}2\, D,$$

da cui:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4\, V_0}{1{,}2\, \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 1705}{3{,}77}} = 12{,}2\ \text{cm}.$$

Di conseguenza

$$C = 1{,}2\, D = 1{,}2 \times 12{,}2 = 14{,}6\ \text{cm}.$$

92. Rapporto λ.

L'importanza del rapporto $\lambda = \frac{r}{L} = \frac{C}{2\,L}$ è di carattere del tutto meccanico, perchè non interessa le caratteristiche termodinamiche del motore. Abbiamo già trattato l'argomento nel paragrafo riguardante il manovellismo e in relazione a quanto si è detto possiamo qui aggiungere che quanto minore è il rapporto λ tanto minore è la spinta laterale dello stantuffo, il che dà la possibilità di accorciare il mantello dello stantuffo, ma tanto maggiore diventa il peso della parte di biella soggetta a moto alternato e questo porta a forze alterne d'inerzia maggiori. Infatti nella formula che esprime le forze alterne d'inerzia:

$$F = m\, \omega^2\, r\, (\cos \alpha + \lambda \cos 2\, \alpha).$$

L'aumento di L provoca un aumento di m e una diminuzione di λ; ma mentre λ diminuisce nel rapporto r/L e compare solo nelle forze d'inerzia di ordine superiore, m aumenta circa in ragione diretta di L e compare in tutte le forze d'inerzia.

In pratica queste considerazioni vanno conciliate con alcune necessità di disegno, di ingombri interni ed esterni del motore e del suo peso.

Come orientamento, di massima il valore di questo rapporto si aggira da 0,2 a 0,3 (v. Tab. IX).

93. Rapporto di compressione.

Chiamando V_o la cilindrata di un cilindro e V_c il volume della camera di combustione il valore del rapporto volumetrico di com-

pressione è dato da

$$\rho = \frac{V_o + V_c}{V}.$$

È già stato esaminato dal punto di vista teorico l'effetto della variazione del rapporto di compressione sul rendimento. Per quanto riguarda la relazione che passa tra potenza e rapporto di compressione, possiamo dire che la potenza aumenta con il rapporto di compressione fino ad un limite variabile secondo il tipo di motore (accensione per scintilla o per compressione) e di combustibile usato, e dipendente da dettagli di disegno della camera di combustione e dalle condizioni atmosferiche dell'ambiente esterno. È praticamente provato che un aumento del rapporto di compressione porta ad aumenti della temperatura di combustione, mentre le temperature medie restano pressochè costanti e il calore ceduto all'acqua per ogni Cvh diminuisce.

94. Consumi.

Gli argomenti svolti nella seconda parte di questo capitolo ci portano a fare una interessante considerazione circa i consumi.

Abbiamo visto che per sfruttare bene una cilindrata, purchè non sia già troppo piccola, conviene suddividerla in un grande numero di cilindri per diminuire la cilindrata unitaria, perchè ciò permette un più integrale riempimento dei cilindri e un più elevato numero di giri.

Sono dirette conseguenze di ciò un notevole aumento della superficie strisciante degli stantuffi e del numero dei cuscinetti di biella e di banco. Ne risulta evidentemente, anche in conseguenza dell'elevato numero di giri, un più grande valore delle resistenze passive e quindi un più basso rendimento meccanico.

È dunque caratteristica dei motori veloci, siano essi a 2 o a 4 tempi, a ciclo Diesel o a ciclo Otto, quella di presentare un maggior consumo specifico del combustibile nei confronti dei motori più lenti.

PROBLEMI

PROBLEMA N. **1.** – *Calcolare la pressione media effettiva di un motore Diesel a 2 tempi e 6 cilindri di dimensioni 108 × 127, sapendo che la potenza massima è di Cv 170 a 1900 giri/min.*

Calcolare inoltre il momento torcente sull'albero motore.

La cilindrata vale:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot C \cdot i = \frac{3{,}14 \times 10{,}8^2}{4} \times 12{,}7 \times 6 = 6970 \text{cm}^3,$$

per cui la pressione media effettiva risulta:

$$p_e = \frac{225\, h \cdot N_e}{V \cdot n} = \frac{225 \times 2 \times 170}{6970 \times 1900} = 5{,}77 \text{ kg/cm}^2.$$

Il momento torcente è dato dalla formula:

$$M_t = 716{,}2\,\frac{N}{n} = 716{,}2\,\frac{170}{1900} \cong 64 \text{ m kg}.$$

PROBLEMA N. 2. – *Un motore a ciclo Otto di 1 litro di cilindrata avente un rapporto di compressione* $\rho = 5{,}5$ *dà 30 Cv di potenza massima a* $n = 4000$ *giri/min. Calcolare l'aumento di* p_e *e di potenza che si può ottenere sostituendo la testa con una di egual forma ma abbassata in modo da ottenere* $\rho = 7$, *prevedendo un regime di massima potenza a 4600 giri. Determinare inoltre il volume della nuova camera di combustione.*

Si possono ritenere costanti tutti i rendimenti fuorchè quello termico, che migliora provocando un aumento della p_e,; l'aumento di potenza sarà quindi dovuto all'aumento della p_e ed all'aumento del numero dei giri.

Il rendimento termico per $\rho = 5{,}5$ vale:

$$\eta_{\epsilon 1} = 1 - \left(\frac{1}{\rho}\right)^{k-1} = 1 - \left(\frac{1}{5{,}5}\right)^{0,3} = 0{,}4018$$

e per $\rho = 7$:

$$\eta_{\epsilon 2} = 1 - \left(\frac{1}{7}\right)^{0,3} = 0{,}4423.$$

La pressione media effettiva per $\rho = 5{,}5$ vale:

$$p_{e1} = \frac{900\,N}{V \cdot n} = \frac{900 \times 30}{1 \times 4000} = 6{,}75 \text{ kg/cm}^2$$

e per $\rho = 7$: $p_{e2} = p_e \dfrac{\eta_{\epsilon 2}}{\eta_{\epsilon 1}} = 6{,}75\,\dfrac{0{,}4423}{0{,}4018} = 7{,}43$ kg/cm².

L'aumento di p_e è di $7{,}43 - 6{,}75 = 0{,}68$.

La nuova potenza è data da:

$$N = \frac{p_{e2} \cdot V \cdot n}{900} = \frac{7{,}43 \times 1 \times 4600}{900} = 38 \text{ Cv}.$$

L'aumento di potenza è di $38 - 30 = 8$ Cv.

Dalla relazione:

$$\rho = \frac{V_0 + V_c}{V_c},$$

in cui è

$$V_0 = \text{cilindrata unitaria} = \frac{V.}{i} = \frac{1000}{} = 250 \text{ cm}^3,$$

si ha il valore della camera di combustione:

$$V_c = \frac{V_0}{\rho - 1} = \frac{250}{6} = 41{,}65 \text{ cm}^3.$$

CAPITOLO NONO

RAFFREDDAMENTO, LUBRIFICAZIONE E LUBRIFICANTI

95. *Raffreddamento.*

Date le alte temperature in gioco è necessario refrigerare i cilindri affinchè i vari organi siano mantenuti a temperature tali che non ne venga compromessa la resistenza meccanica e sia mantenuto il potere lubrificante dell'olio. La richiesta di elevate potenze per litro di cilindrata porta ad elevare i regimi di funzionamento, con conseguente innalzamento delle temperature medie, e quindi alla necessità di più efficaci raffreddamenti. È evidente che l'aumento del numero di giri provochi la necessità di raffreddamenti più efficaci poichè minore è il tempo disponibile ad ogni ciclo per la cessione di calore.

Dalle prove risulta che la quantità di calore sottratta dal raffreddamento è in media approssimativamente 1/3 del calore totale introdotto (v. § 79), ma varia sensibilmente a seconda del tipo di motore (e cioè circa da 300 a 850 kcal/Cvh).

La sottrazione del calore è fatta per mezzo di un fluido, che può essere liquido (in genere acqua) o gassoso (aria) e che lambisce in movimento le pareti del cilindro. Si ha così una netta distinzione fra motori *raffreddati ad acqua* e motori *raffreddati ad aria.*

96. *Raffreddamento ad acqua.*

La quantità di acqua necessaria per il raffreddamento è espressa dalla formula

$$Q = \frac{C\,N}{(t_2 - t_1)\quad 3600}\ \text{l/s},$$

in cui C sono le calorie da asportare per Cvh, t_2 la temperatura dell'acqua all'uscita dal motore e t_1 quella all'entrata.

L'acqua entra nel motore in genere nella parte bassa del cilindro; *deve uscire dalla parte più alta* per evitare che si possa formare e trattenere del vapore in zone che per questo verrebbero male raffreddate.

L'acqua può essere consumata, oppure parzialmente o totalmente ricuperata, a seconda delle condizioni di impiego, della disponibilità e delle caratteristiche dell'acqua, e del tipo di installazione del motore.

Il sistema a consumo e quello a ricupero parziale sono caratteristici delle installazioni fisse e marine e verranno trattati quando si parlerà del raffreddamento del motore Diesel lento.

Il sistema a ricupero totale si ha quando l'acqua compie una circolazione chiusa dal motore ad uno o più *radiatori* nei quali si raffredda cedendo calore ad aria passante a forte velocità o ad altra acqua di caratteristiche più scadenti. La circolazione necessaria per portare il calore dal motore al radiatore può essere ottenuta per mezzo di una pompa oppure sfruttando la differenza di peso esistente fra le quantità di acqua a diversa temperatura contenute nel motore e nel radiatore.

Nel primo caso si ha *circolazione forzata* e nel secondo *circolazione a termosifone.*

97. Circolazione forzata.

È questo il sistema più sicuro e generalizzato di raffreddamento.

Per una data temperatura dell'acqua all'uscita dal motore, più piccolo è l'abbassamento di temperatura nel radiatore, più alta risulta

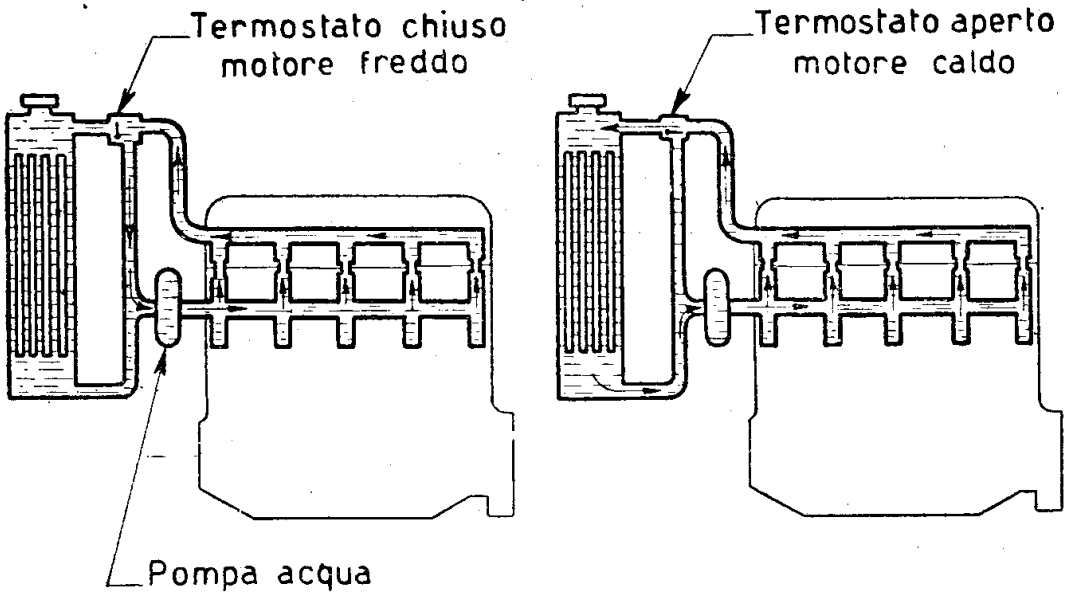


Fig. 102. – Raffreddamento con circolazione forzata.

la temperatura media del pacco radiante e più grande la differenza fra le temperature medie dell'acqua e dell'aria nel pacco stesso; perciò è maggiore la quantità di calore dispersa nell'unità di tempo. Mentre un tempo negli autoveicoli si teneva per l'acqua nel radiatore un salto di temperatura di circa 12°, attualmente, con l'aumento delle potenze specifiche, si fa in modo che il salto sia di circa 7°; si preferisce cioè

attivare la circolazione piuttosto che aumentare la dimensione e il peso dei radiatori. Attraverso i condotti si tiene una velocità di circa 3 m/s.

Per portare nel minor tempo possibile l'acqua a temperatura di regime (circa 85°) e per mantenere tale valore anche in condizioni molto diverse di temperatura ambiente (estate e inverno), si provvede il sistema di una regolazione (fig. 102). Questa è ottenuta parzializzando la mandata di acqua al radiatore per mezzo di una valvola comandata da un dispositivo termostatico, oppure parzializzando l'aria di ventilazione con schermi regolabili applicati davanti al radiatore stesso.

ESEMPIO. – *Calcolare il diametro dei condotti di collegamento al radiatore per un impianto che deve smaltire 640 kcal/Cvh tenendo un salto di temperatura nel radiatore di 7° e supponendo la temperatura media del pacco radiante di 70°.*

La portata in peso risulta di $640/7 = 91{,}5$ kg/Cvh.

A 70° un kg di acqua ha il volume di 1,0227 dm³ per cui la portata in litri risulta $91{,}5 \times 1{,}0227 = 93{,}58$ l/Cvh.

Stabilendo una velocità dell'acqua di 3 m/s l'area della sezione del condotto è:

$$A_c = \frac{93{,}58 \times 1000 \times N}{3600 \times 3 \times 100} = 0{,}087\ N \text{ cm}^2$$

e il diametro:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 0{,}087 \times N}{3{,}14}} \cong \sqrt{0{,}11\ N} \text{ cm.}$$

Per un motore di 85 Cv si ha dunque:

$$d = \sqrt{0{,}11 \times 85} = 3{,}05 \text{ cm.}$$

Nei motori piccoli i condotti si fanno più grandi di quanto risulta dal calcolo così eseguito.

98. Circolazione a termosifone.

La circolazione a termosifone (fig. 103) è dovuta alla differenza di peso specifico fra l'acqua nel motore e quella più fredda nel radiatore. Affinchè la circolazione sia assicurata è necessario che il baricentro del volume d'acqua contenuto dal motore sia più basso di quello dell'acqua contenuta dal radiatore e si mantenga tale per ogni posizione di funzionamento possibile (es. autoveicolo in salita nel caso in cui il radiatore sia situato posteriormente al motore come ad es. nell'autovettura FIAT 500).

La prevalenza che genera la circolazione (fig. 104) è data da:

$$H = (\gamma_1 - \gamma_2)\, h,$$

dove γ_1 e γ_2 sono i pesi specifici dell'acqua corrispondenti alla temperatura massima ed alla minima; $(\gamma_1 - \gamma_2)$ è valutabile in 0,005 kg/l.

Dato il basso valore della prevalenza i passaggi devono essere

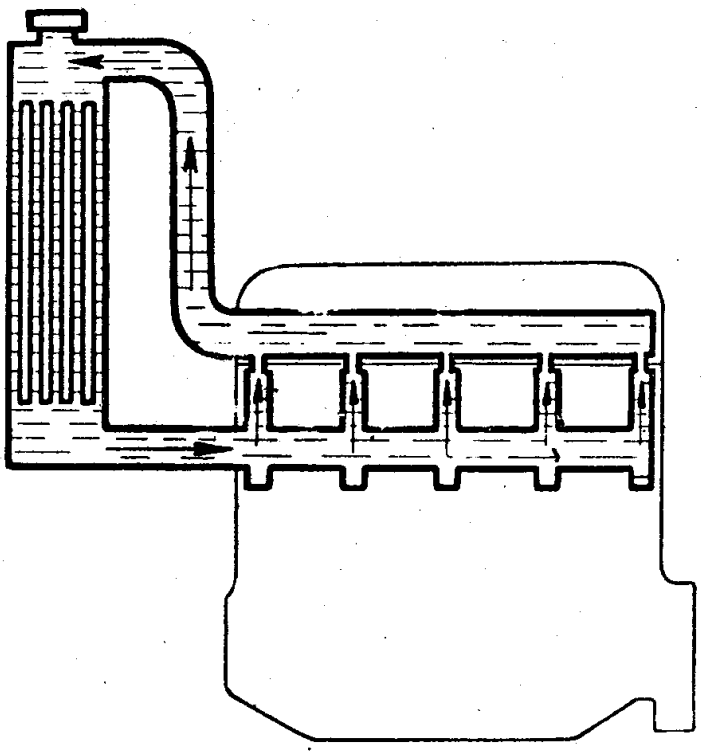


Fig. 103. – Raffreddamento con circolazione a termosifone

molto ampi, i condotti grandi, corti e col minor numero possibile di curve per ridurre al minimo le resistenze.

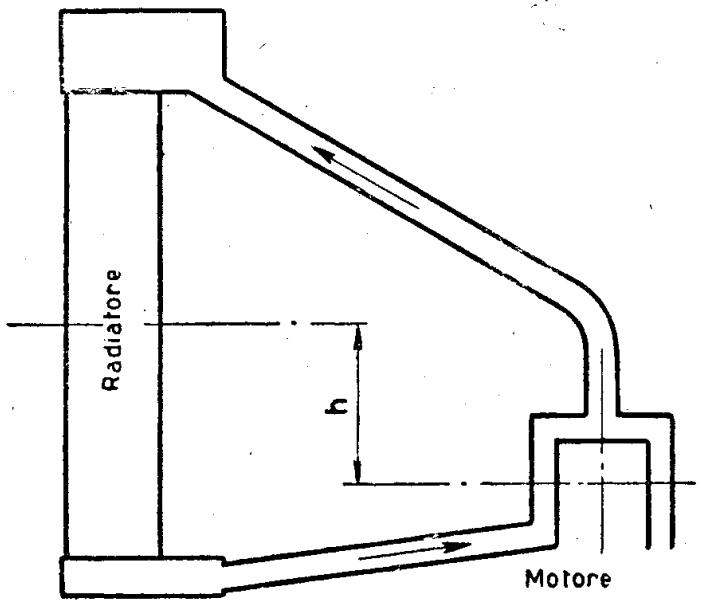


Fig. 104 - Prevalenza nella circolazione a termosifone.

L'area della sezione dei condotti si fa in media di circa 1 cm² per ogni 1,75 Cv del motore; la differenza di temperatura fra entrata e uscita

del radiatore è in genere di circa 40°, e la velocità si aggira mediamente sui 0,1 m/s.

La circolazione a termosifone è autoregolatrice, nel senso che aumenta in proporzione della temperatura delle pareti del cilindro, e presenta il vantaggio di proseguire per un certo tempo anche dopo che il motore è stato fermato; ciò diminuisce il pericolo di congelamento dell'acqua durante l'inverno e di ebollizione durante l'estate.

Il sistema è semplice ed economico, ma non può essere sempre adottato a causa della posizione obbligata del radiatore e per la necessità di dimensioni grandi del pacco radiante. Infatti, data la meno attiva circolazione, le dimensioni del pacco devono essere di circa il 25 % superiori a quelle normalmente sufficienti per il sistema a pompa.

La circolazione a termosifone è adottata su piccoli autoveicoli di tipo economico con ottimi risultati.

99. *Raffreddamento ad aria.*

Il raffreddamento ad aria si ottiene munendo cilindro e testa di alette per aumentarne la superficie di irradiamento ed investendo queste alette con una corrente d'aria avente direzione ad esse parallela.

Poichè è necessaria una velocità d'aria più elevata che per il raffraffreddamento dei radiatori per l'acqua, il sistema è normalmente usato dove la disposizione del motore è tale da renderne facile la ventilazione; è questo il caso dei motori da motocicletta e da aeroplano. Quando invece l'aria dell'ambiente è calma o poco sicuro ne è il movimento, occorre aggiungere dei ventilatori assai più efficienti di quelli normalmente usati per i radiatori; è questo il caso di motori fissi o di motori installati su veicoli a bassa velocità o anche su veicoli veloci ma nei quali la possibilità di una buona ventilazione naturale è compromessa dalla posizione o sacrificata per ragioni di estetica.

Il raffreddamento è tanto più efficace quanto maggiore è la superficie delle alette e quanto più elevata la velocità dell'aria.

La superficie può essere aumentata diminuendo la distanza fra le alette ed aumentandone l'altezza; ma la riduzione della distanza trova un limite in ragioni costruttive e tecniche (interferenza fra gli strati d'aria raffreddanti due alette adiacenti) mentre l'altezza trova un limite anche negli spazi disponibili. Stabilita l'altezza, l'aletta deve avere in ogni sua sezione uno spessore tale che l'area della sezione risulti sufficiente al passaggio del calore che deve ancora essere smaltito dal rimanente tratto di aletta. Alette piuttosto alte devono perciò terminare a punta mentre per quelle piuttosto basse ciò non è necessario: in ogni caso ha molta importanza la conduttività del materiale impiegato.

La ventilazione può essere migliorata, a parità di velocità disponibile, con deflettori (fig. 105) che, suddividendo opportunamente intorno ad ogni cilindro l'aria fresca a disposizione, ne aumentano la velo-

cità alla base delle alette. Questa velocità, a ventilazione libera, sarebbe notevolmente inferiore a quella corrispondente all'estremità dell'aletta

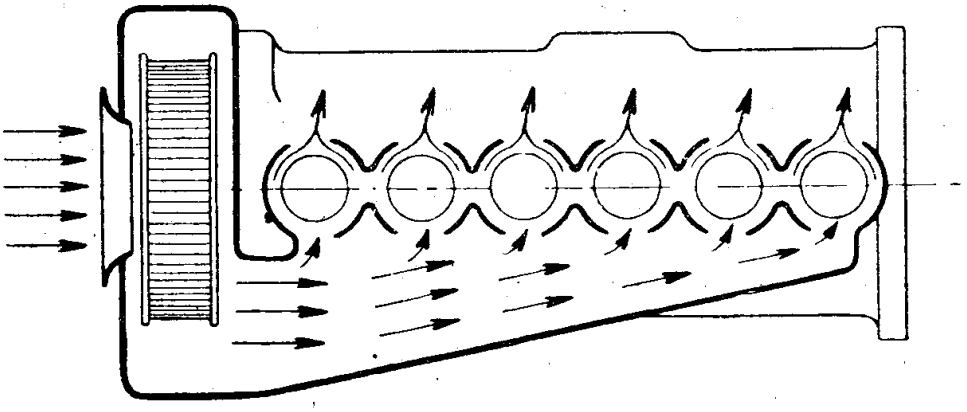


Fig 105. – Raffreddamento a circolazione d'aria (Franklin).

a causa degli attriti. La fig. 106 rappresenta la variazione dell'efficacia di raffreddamento in relazione alla velocità ed al tipo di alette.

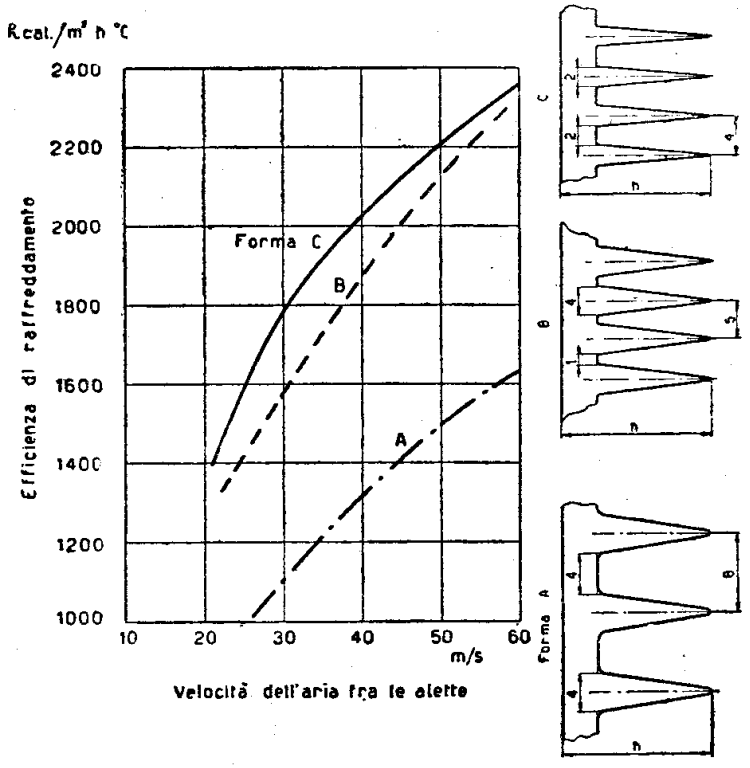


Fig. 106. – Efficacia di raffreddamento delle alette.

Le ragioni dette limitano la possibilità di smaltimento di calore, che avviene con un elevato scarto di temperatura tra cilindro e aria (~ 200°), per cui i motori raffreddati ad aria funzionano quasi sempre a temperature medie più elevate di quelli raffreddati ad acqua. Il funzionamento del motore comincia a presentare inconvenienti appros-

simativamente quando la temperatura media della testa raggiunge i 300 °C.

Le alette si disegnano in modo che la loro superficie sia massima compatibilmente con le esigenze di esecuzione e di ingombro. Stabilita la quantità di calore C in kcal/Cvh da sottrarre, si deduce la quantità d'aria necessaria dalla:

$$Q_a = \frac{C \cdot N}{\Delta t \cdot C_p} \frac{1}{3600} \text{ m}^3/\text{s},$$

dove Δt è il riscaldamento dell'aria in °C e C_p è il suo calore specifico in kcal/m³. Se F è la sezione in m² disponibile per il passaggio dell'aria, la velocità dell'aria risulta:

$$V_a = \frac{Q_a}{F} \text{ m/s}.$$

Questa velocità, supponendo la sezione di passaggio costante, aumenta all'uscita per effetto della dilatazione dell'aria riscaldata; e il suo valore è dato da:

$$V_u = V \frac{273 + t_2}{273 + t_1} \text{ m/s}.$$

ESEMPIO. – *Calcolare la velocità d'aria necessaria per raffreddare un motore da 40 Cv provvisto di deflettori con sezione per il passaggio d'aria costante e del valore di 140 cm²* (fig. 105).

Valutando in 500 le calorie sottratte dall'aria per Cvh ed in 70° il salto di temperatura Δt, abbiamo:

$$Q_a = \frac{500 \times 40}{70 \times 0{,}2375 \times 3.600} = 0{,}335 \text{ m}^3/\text{s},$$

$$V_a = \frac{Q_a}{F} = \frac{0{,}335}{0{,}014} = 23{,}9 \text{ m/s}.$$

V_a corrisponderebbe ad una velocità di ~ 86 km/h del veicolo qualora non esistesse ventilatore.

Supponendo la temperatura ambiente di 20° si ha:

$$t_2 = 20 + \Delta t = 90^\circ \quad ; \quad t_1 = 20^\circ$$

per cui la velocità dell'aria all'uscita risulta:

$$V_u = 23{,}9 \frac{363}{293} \cong 29{,}6 \text{ m/s}.$$

I valori trovati valgono per cilindro con deflettore avente sezione di passaggio costante e velocità costante in tutti i punti di essa.

100. Lubrificazione.

Due corpi metallici che sfregano compressi l'uno contro l'altro si riscaldano e le molecole che li compongono hanno tendenza a compenetrarsi dando luogo al fenomeno comunemente chiamato *ingranamento*. Il fenomeno viene esaltato quando i due corpi sono, come nel caso dei

motori endotermici, riscaldati da una sorgente di calore per cui più facilmente viene raggiunta, in corrispondenza delle superfici di contatto, la temperatura di fusione di uno o di tutti e due i metalli

La *lubrificazione* ha il compito di diminuire il lavoro perduto in attrito e di impedire l'ingranamento: interponendo fra i due corpi un sottile strato di fluido lubrificante viene sostituito all'attrito di strisciamento fra metalli l'attrito di scorrimento interno del fluido che è di molto inferiore e provoca minor riscaldamento.

Nei motori endotermici i compiti affidati alla lubrificazione sono essenzialmente i seguenti:

1) impedire il contatto diretto fra parti accoppiate e soggette a moto relativo;

2) raffreddare le parti lubrificate (vengono asportate 50 ÷ 80 kcal/Cvh);

3) facilitare la tenuta degli stantuffi.

I fattori principali che influenzano la lubrificazione sono, oltre le caratteristiche dei lubrificanti di cui parleremo più oltre, i seguenti:

a) la levigatezza delle superfici di scorrimento;

b) la natura e la durezza dei materiali che compongono le parti accoppiate,

c) il gioco esistente nell'accoppiamento.

Non ci soffermiamo oltre su questo argomento che fa parte della « teoria generale della lubrificazione » per la quale rimandiamo il lettore agli studi della « Meccanica Applicata ».

Una deficienza temporanea di lubrificazione, anche se non dà luogo ad *ingranamento*, può essere causa di grave consumo, con deformazione delle superfici di accoppiamento e di aumento eccessivo del gioco che possono compromettere seriamente il funzionamento.

D'altra parte un eccesso di olio può provocare noie di accensione per imbrattamento delle candele nei motori ad accensione per scintilla, e la formazione di eccessivi depositi carboniosi e fumosità allo scarico in tutti i motori in genere.

Un inconveniente di notevole importanza è la *diluizione dell'olio lubrificante* con il combustibile non combusto che può trafilare fra cilindro e stantuffo. Questo fenomeno, che può anche essere causato da manchevolezze di progetto (anelli raschiaolio poco efficaci e mal sistemati, camera di combustione irrazionale) è per lo più dovuto a difetti di manutenzione (troppi avviamenti a freddo, troppe improvvise riprese), ad eccessivo logorio (cattiva tenuta dello stantuffo) od anche a inadatta registrazione della carburazione o dell'iniezione; è specialmente accentuato nei motori con carburazione a petrolio od a nafta ed in quelli ad iniezione.

I residui carboniosi di cui si va arricchendo l'olio durante l'uso vengono eliminati con filtri sistemati generalmente nello stesso motore

La lubrificazione di un motore endotermico può essere ottenuta con uno dei sistemi seguenti:

1°) **Lubrificazione per pescaggio e sbattimento.** — La testa di biella pesca con un beccuccio in una vaschetta della coppa dove l'olio

è mantenuto al livello adatto; sotto l'azione dell'urto l'olio raccolto dal beccuccio penetra per inerzia nel cuscinetto della biella mentre una parte di quello contenuto dalla vaschetta viene lanciata nell'interno del basamento e del cilindro i quali sono così lubrificati abbondantemente. Dalle pareti, l'olio per caduta va poi a lubrificare attraverso appositi canali i supporti dell'albero a gomiti ed i cuscinetti dell'albero della distribuzione. Questo sistema che veniva usato per motori lenti è ormai sorpassato perchè non dà sufficiente garanzia di funzionamento.

2°) **Lubrificazione forzata.** — L'olio viene messo in circolazione da una o più pompe e viene indirizzato ai punti da lubrificare mediante appositi canali o tubazioni; quello che sfugge dalle parti lubrificate si raccoglie nella coppa e di qui viene rimesso in circolazione dalla pompa; il cilindro viene lubrificato dall'olio centrifugato dal cuscinetto della testa di biella. Quando il motore è soggetto a forti scosse o deve poter funzionare temporaneamente in posizioni anormali, è necessario impedire che l'olio della coppa vada ad invadere altre zone, per cui alla coppa si affida il solo compito di raccolta mentre il serbatoio vero e proprio è disposto altrove; il sistema è allora fornito di una *pompa di ricupero* (che può essere incorporata con la stessa pompa di circolazione) la quale porta al serbatoio l'olio che si raccoglie nel punto più basso della coppa. È questo il caso dei motori d'aviazione, di molti motori da motocicletta, di qualche motore per autoveicolo, e di alcuni motori lenti, ormai sorpassati, che erano sprovvisti di pompa di mandata e sfruttavano la gravità. Quando il motore deve poter funzionare con inclinazioni molto variabili (veicoli fuori strada ed aeromobili) le pompe di ricupero sono due che aspirano da pozzetti raccoglitori disposti alle due estremità longitudinali del motore.

Inseriti in genere nell'ordine, dopo la pompa di mandata, completano il sistema un filtro e un radiatore refrigerante; mentre il filtro non deve mancare, il radiatore è inserito solo quando sono insufficienti le capacità di smaltimento del calore della coppa o del serbatoio. Una valvola generalmente registrabile regola la pressione nei condotti e un manometro ne permette il controllo. La lubrificazione forzata ha sugli altri sistemi il grande vantaggio di assicurare alle parti da lubrificare un grado di intervento proporzionale alla velocità.

3°) **Lubrificazione per dosatura.** — L'olio contenuto in un serbatoio viene immesso nel motore da una pompa dosatrice. Tutto l'olio che entra può lubrificare tutto il motore (come è il caso di alcuni motori da motocicletta i cui cuscinetti di biella e di banco sono a rulli o a sfere) o solo alcune sue parti (ad es. i cilindri nei motori Diesel lenti), ed è destinato ad essere tutto consumato.

4°) **Lubrificazione per miscelazione dell'olio con il combustibile.** — Il sistema è applicato solo in motori a due tempi a carburazione con compressione del fluido attivo nella camera del manovellismo,

funzionanti secondo il sistema di fig. 7 perchè solo in questo caso l'aria carburata viene a contatto con gli organi del biellismo e li può lubrificare.

È molto adatto su motori da motocicletta; ricordiamo però che esso può costituire un complemento degli altri sistemi di lubrificazione dei motori a carburazione a 4 tempi ed è utile per la buona lubrificazione della valvola di aspirazione.

I vari sistemi descritti possono anche trovarsi combinati in uno stesso motore per necessità costruttive.

101. Caratteristiche dei lubrificanti interessanti l'uso nel motore.

1°) *Viscosità.* — In attesa della definizione e delle modalità di prova relative all'*untuosità* o *oleosità,* che dovrebbe venire espressa in funzione di prove unificate di logoramento degli organi lubrificati, si assume comunemente quale elemento determinante la capacità di carico del velo fluido e quale elemento distintivo delle varie qualità di un lubrificante, la *viscosità.* Di massima dove maggiori sono le pressioni specifiche maggiore deve essere la viscosità del lubrificante.

La viscosità viene misurata mediante appositi apparecchi detti *viscosimetri*; la misura si riduce alla determinazione del tempo di efflusso d'una certa quantità di lubrificante attraverso ad un determinato foro di efflusso (*viscosità Saybolt e Redwood*) ovvero al rilevo del rapporto fra il tempo di efflusso della stessa quantità del lubrificante in esame e di un liquido campione (*viscosità Engler*). Per quest'ultima l'unità di misura è il grado Engler (°*E*); esso è il rapporto fra il tempo impiegato da 200 cm^3 del liquido in esame ed il tempo impiegato da un uguale volume di acqua alla temperatura di 20° C per passare attraverso al foro calibrato del viscosimetro di Engler.

La viscosità Engler è usata in Italia e in Germania, la Saybolt negli Stati Uniti e la Redwood in Inghilterra. È oggi molto impiegata oltre alle scale sopra menzionate quella della *viscosità cinematica* determinabile mediante appositi viscosimetri (Vogel Ossag, ecc.). Essa è il rapporto fra la viscosità assoluta o dinamica (misurata in Poise) ed il peso specifico. La viscosità cinematica viene espressa in unità Stokes (*St*) e nei sottomultipli Centistokes (*cSt*); apposite tabelle di conversione permettono il confronto fra le varie scale e la loro espressione in unità cinematiche (*cSt*).

Un semplice ed originale viscosimetro recentemente diffuso in Germania è il *viscosimetro a bolla d'aria*: esso permette una valutazione più che sufficiente in molti casi pratici della viscosità per confronto fra la velocità di salita della bolla d'aria nel tubetto contenente il liquido in esame e quella di tre altri liquidi di diverse note viscosità.

Come è noto, la viscosità dei lubrificanti diminuisce rapidamente con l'aumentare della temperatura e, naturalmente, un lubrificante è tanto più pregiato quanto meno rapidamente essa diminuisce. Al fine di poter valutare il comportamento di un lubrificante è pertanto necessario conoscere la legge di variazione della sua viscosità al variare della temperatura: la fig. 107 riporta il diagramma viscosità-temperatura per alcuni lubrificanti di comune impiego. Allo scopo di poter avere degli

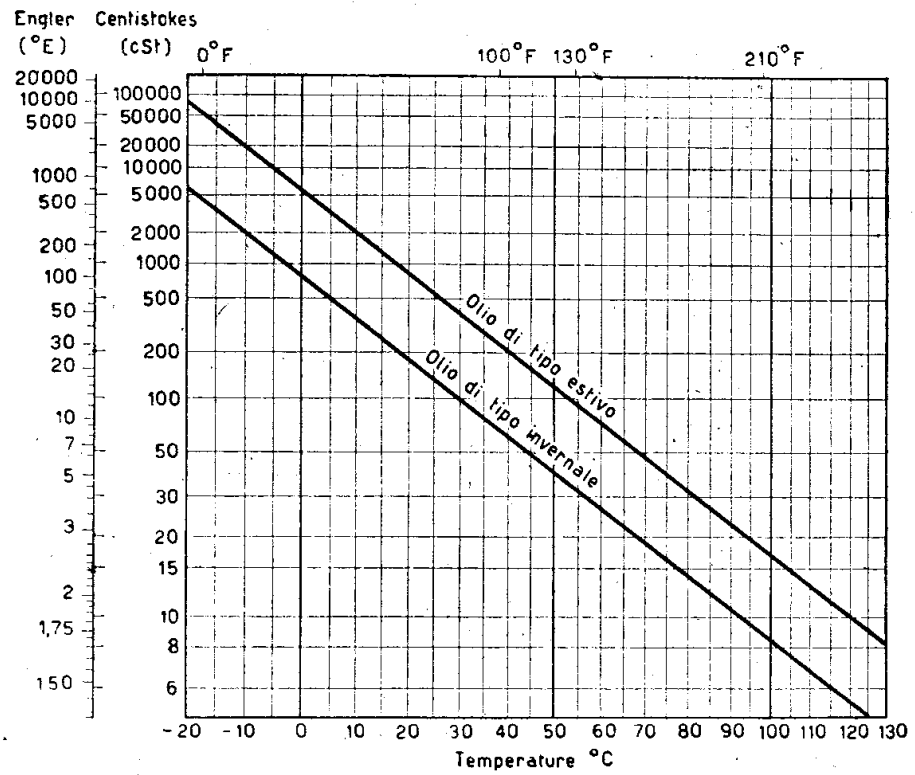


Fig. 107.

andamenti rettilinei di tali diagrammi (e quindi poterli tracciare anche essendo noti due soli valori della viscosità) sono impiegati appositi moduli logaritmici cui le ascisse hanno i valori $\log T$ (dove $T = {}^{o}K$) e le ordinate i valori $\log\log(n + 0{,}8)$, dove n è la viscosità cinematica in $c\,St$.

TABELLA VI. – *Scale di viscosità.*

Scale	Viscosità	Unità	Simbolo	Dimensioni
Assolute	Assoluta o dinamica	Poise Centipoise	P cP = 0,01 P	g/cm s
	Cinematica (1)	Stokes Centistokes	St cSt = 0,01 St	cm^2/s
Convenzionali .	Engler	°Engler	°E	s/s
	Saybolt Universal..	secondo	S.U.V.	s
	Saybolt Furol (2) ..	secondo	S.F.V.	s
	Redwood	secondo	R	s

(1) Rapporto $\frac{\text{Viscosità assoluta}}{\text{peso specifico}}$, alla stessa temperatura.

(2) Usato, al posto del S.U.V., per viscosità (tempi d'efflusso) superiori ai 1000 sec.

TABELLA VII. – *Relazioni fra varie scale di viscosità* (1).

Viscosità	Moltiplicando per	Viscosità
Cinematica cSt	7,6	Engler °E
Egler °E	0,1316	Cinematica sSt
Cinematica cSt	46,3	Saybolt Furol S.F.V.
Cinematica cSt	4,63	Saybolt Universal S.U.V.
Cinematica cSt	4,1	Redwood R
Redwood R	31	Engler °E
Saybolt Universal S.U.V.	35,2	Engler °E

(1) Per viscosità superiori a 50 cSt.

2°) *Punto di infiammabilità e grado di carbonizzazione.* — L'olio nei motori a combustione interna è messo in condizioni di bruciare quando passa nella camera di combustione. Tale combustione può essere diminuita elevando il punto di infiammabilità (temperatura alla quale l'olio emette vapori infiammabili) ma non eliminata, per cui è bene che l'olio, bruciando, dia il minimo di depositi carboniosi i quali sono nocivi non solo perchè riducono le capacità lubrificanti dell'olio che resta, ma sopratutto perchè formano incrostazioni nella camera di scoppio e sulle valvole, favorendo i fenomeni di autoaccensione e di detonazione, e depositi gommosi e peciosi che incollano gli anelli elastici dello stantuffo nelle loro sedi.

3°) *Punto di congelamento.* — Deve essere abbastanza basso per avere una sufficiente fluidità anche a basse temperature.

4°) *Grado di acidità e ossidabilità.* — L'olio non dovrebbe contenere acidi che attaccano e corrodono le superfici metalliche; non può però esserne del tutto esente. L'acidità ha tendenza ad aumentare con l'uso per effetto dell'ossidazione favorita dalla elevata temperatura, dal movimento, e dalla presenza di metalli che sembra agiscano da catalizzatori.

L'ossidazione produce anche le così dette *vernici o gomme* costituite da sostanze asfaltose, catramose, peciose e resinose che possono corrodere chimicamente o fisicamente, sporcare e otturare i canali, e alterare le proprietà lubrificanti. Gli acidi possono essere grassi e, raramente, minerali.

5°) *Composizione.* — L'olio può contenere naturalmente o per adulterazione sostanze estranee diverse, come asfalti, resine, saponi, pece ecc. che, depositandosi sulle superfici lubrificate, ne aumentano l'usura; esse possono essere state aggiunte come correttivo apparente e fittizio di olii scadenti.

102. Lubrificanti minerali.

I lubrificanti in uso nei motori endotermici si dividono in due categorie: *olii minerali* e *olii vegetali*.

Gli olii minerali greggi vengono estratti dal *petrolio* come ultimo prodotto della distillazione oltre 360°, oppure da scisti bituminosi. Sono quindi costituiti da miscele di idrocarburi (v. § 108) essenzialmente della serie paraffinica (composti aciclici saturi), naftenica e aromatica (composti ciclici saturi) e di idrocarburi non saturi (olefine); contengono inoltre delle sostanze che possono considerarsi estranee e che sono sempre nocive quali i composti ossigenati (acidi, aldeidi), nitrati, solforati ecc. I composti paraffinici sono i migliori perchè presentano la più bassa variazione di viscosità con la temperatura, alto punto di infiammabilità e buona resistenza all'ossidazione. Gli idrocarburi peggiori come lubrificanti sono i non saturi perchè essendo i più instabili, più facilmente si ossidano.

L'olio greggio per essere reso adatto all'uso nel motore deve essere raffinato. La *raffinazione* consiste nella eliminazione delle sostanze peciose a mezzo di acido solforico e degli acidi a mezzo di soda. Lavaggi con acqua calda, filtraggi su terre speciali sotto pressione e centrifugazione asportano l'acidità e le sostanze in sospensione; insufficienza di lavaggio lascia nell'olio un certo grado di acidità che però non aumenta sensibilmente con l'uso.

103. Lubrificanti vegetali.

I lubrificanti vegetali vengono estratti dai semi o dai frutti di alcune piante (colza, olivo, ricino) per torchiatura o per mezzo di solventi. Anch'essi vanno soggetti ad una raffinazione chimica e fisica. Il più usato è l'olio di ricino che nel confronto con gli olii minerali presenta una minor variazione della viscosità con la temperatura, una più spiccata capacità adesiva a pari viscosità, una buona resistenza alla temperatura (distilla a temperature più elevate) e un basso punto di congelamento. Queste buone caratteristiche sono però proprietà dell'olio fresco e durano per $20 \div 25$ h di funzionamento. Esso è infatti soggetto all'ossidazione con formazione di gomme e di acidi (acidi grassi liberi). Non è miscibile con olii minerali ma lo diventa se vi si aggiungono in determinate proporzioni sostanze stabilizzanti: ad es. trietanolamina. Percentuali di olio minerale aggiunte all'olio di ricino ne prolungano la durata.

104. Rigenerazione degli olii.

In un olio deteriorato per l'uso si riscontrano: 1) diluizione dovuta a trafilamento di combustibile ed a piroscissione (cracking) dell'olio; 2) sostanze asfaltose, catramose, peciose e resinose dovute a ossidazione di prodotti non saturi;

3) residui carboniosi dovuti alla combustione dell'olio; 4) aumento di acidità. Si può dire che l'olio usato abbia le caratteristiche che aveva prima di essere raffinato; processi analoghi a quelli della raffinazione possono *rigenerare* l'olio, ed è anche da taluni sostenuto che spesso un olio ben rigenerato è migliore dell'olio dal quale deriva perchè sono eliminate in esso le sostanze ossidabili.

105. Considerazioni sull'uso dei lubrificanti.

La durata e il buon funzionamento del motore dipendono molto dall'uso di olio appropriato; olii di dubbia provenienza e di basso costo possono essere causa di più elevate spese di manutenzione e riparazioni. Il ripristino del livello d'olio con olio fresco è buona norma; non si deve inoltre trascurare di cambiare tutto l'olio dopo un determinato numero di ore di funzionamento stabilito in genere dalle case costruttrici dei motori. L'efficacia della lubrificazione può essere aumentata nel periodo di assestamento del motore (rodaggio) aggiungendo all'olio della grafite che ha buone proprietà lubrificanti; a questo scopo si deve usare grafite colloidale che, rimanendo in sospensione nell'olio, non si deposita e non può venire centrifugata.

È consigliabile la più bassa viscosità d'olio possibile compatibilmente con il tipo di motore perchè:

1) la partenza a freddo è facilitata perchè, per effetto delle minori perdite per attrito, si può raggiungere più facilmente la velocità di rotazione necessaria;

2) la potenza del motore aumenta (migliorando il rendimento meccanico) a parità di consumo di carburante;

3) la temperatura dei cuscinetti diminuisce poichè migliora la capacità refrigerante dell'olio e diminuisce il calore generato dall'attrito di scorrimento interno dell'olio;

4) l'usura dei cilindri viene ridotta grazie all'intervento più rapido dell'olio nelle canne nei periodi di avviamento;

5) pare che gli olii fluidi, più che i densi, formino sui cuscinetti di metallo antifrizione una lacca che sembra agisca come un rivestimento resistente all'usura e autolubrificante in caso di temporanea mancanza di lubrificazione.

Per contro gli olii fluidi danno alcuni *inconvenienti* quali:

1) consumo d'olio più elevato che obbliga ad uno studio più approfondito del disegno degli anelli raschiaolio dello stantuffo.

2) pressione d'olio più bassa da cui può risultare una alimentazione insufficiente di alcuni cuscinetti, inconveniente che del resto può essere ridotto dimensionando più abbondantemente la pompa o registrando convenientemente la valvola di regolazione della pressione;

3) maggiore possibilità di ingranamento degli stantuffi e degli anelli nelle condizioni di elevate temperature di funzionamento

Da quanto si è detto si deduce: per un motore a funzionamento continuo conviene usare un olio più viscoso che per lo stesso motore a funzionamento intermittente; per motori logori è conveniente usare olio piuttosto denso, e per motori in fase di assestamento olio piuttosto fluido.

106. Classificazione dei lubrificanti.

La classificazione dei lubrificanti è fatta in base alla viscosità. In Italia è uso corrente definire i tipi d'olio con qualifiche che esprimono in modo significativo, anche se non molto esatto, la loro viscosità (olii fluidi, olii densi, ecc.). In America è seguito il sistema S.A.E. (Society of Automotive Engineers), che si

sta diffondendo anche negli altri paesi. In tab. VIII sono riportati i diversi tipi di lubrificanti impiegati nei motori endotermici, classificati in base alla qualifica italiana ed a quella S.A.E.

TABELLA VIII – *Lubrificanti.*

TIPO	Indicazione approssimativa di impiego	N° S.A.E.	Viscosità Engler a 50 °C	Viscosità Engler a 80 °C	Temperar. di infiammabilità (Pensky-Martens) °C	Peso specifico	Acidità %
Olii minerali:							in SO_3
Extra fluido .	inverno: Otto	20	4	1	> 170	0,910	< 0,015
Fluido . . .	inverno: Otto	30	6	2	> 185	0,913	
Semidenso. .	estate: Otto inverno: Diesel	40	10,5	3,4	> 200	0,915	»
Denso. . . .	estate: Otto inverno: Diesel	50	16	4,5	> 210	0,918	»
Extra-denso .	estate: Diesel	60	22	5,5	> 215	0,918	»
Lubrificanti per cambi.	. . . . .	—	22	5,5	> 210	0,920	»
Olio di ricino.	Aviazione	50–60	15–19	4,5–5,5	> 240	0,960	in acido oleico < 0,7

CAPITOLO DECIMO

COMBUSTIBILI

107. Generalità.

I combustibili per motori a combustione interna possono essere classificati in *solidi, liquidi, gassosi.*

I **combustibili solidi** non hanno praticamente, per ora, alcuna applicazione diretta. Essi potrebbero venire usati polverizzati ma a ciò si oppongono gravi difficoltà funzionali come il logorio, le corrosioni, gli inceppamenti nei cilindri e nelle valvole a causa delle ceneri che non possono essere totalmente eliminate. Continuano tuttavia ricerche e tentativi al riguardo.

I combustibili solidi, convertiti entro appositi generatori (*gassogeni*) in combustibili gassosi, possono azionare i motori endotermici a gas, come vedremo più oltre. A questo scopo vengono usati legna, carbone di legna, coke di torba, coke di lignite o di carbon fossile o di antracite; recentemente sono stati prodotti succedanei solidi formati da legna o residui di legna polverizzati e compressi in mattonelle trattate a caldo con catrame vegetale e successivamente indurite.

I **combustibili liquidi** dominano ormai le comunicazioni e la motorizzazione mondiale e le materie prime da cui essi si possono ricavare sono oggetto di una lotta accanita da parte delle nazioni industriali.

Dato il regime di monopolio imposto da pochi paesi e l'avanzato sfruttamento dei giacimenti di queste materie prime (essenzialmente *olio minerale greggio*, impropriamente noto sotto il nome di *petrolio*) molte nazioni hanno provveduto a ricorrere ad altri combustibili esistenti nel loro territorio: l'industria chimica ha poi in questi ultimi anni permesso lo sfruttamento integrale delle materie prime (processi di raffinazione, di piroscissione, di idrogenazione, ecc.) o addirittura l'affrancamento dai giacimenti petroliferi ricorrendo ad altre materie prime, che consistono essenzialmente in *carbone* (processi sintetici).

I combustibili liquidi possono essere classificati in due grandi categorie:

a) *carburanti*;

b) *nafte*.

Appartengono alla prima categoria la *benzina* (di distillazione, di raffinazione, o sintetica), *il benzolo, l'isottano, gli alcoli, gli eteri e le loro miscele*; questi combustibili sono impiegati nei motori ad accensione per scintilla. Alla seconda appartengono invece gli oli medi o pesanti provenienti dalla distillazione dell'olio minerale greggio o del catrame, detti rispettivamente *nafte leggere o gasoli* e *nafte pesanti* o *nafte nere*, che sono impiegate nei motori ad accensione per compressione.

La caratteristica distintiva fra le due classi è fondamentalmente la *volatilità*, cioè l'attitudine ad evaporare e conseguentemente a miscelarsi omogeneamente con l'aria; una nafta anche leggera (ad es. un *gasolio*) è molto meno volatile di un carburante.

Se si vuole alimentare a nafta un motore a carburazione, occorre preriscaldare la miscela nel tragitto fra carburatore e cilindri. Questo procedimento, seguito in alcuni motori speciali per bruciare petrolio, che può considerarsi anello di congiunzione fra i carburanti e le nafte, è sconsigliabile per la nafta a causa degli inconvenienti derivanti dall'elevata temperatura di funzionamento del motore e dalla sempre imperfetta evaporazione della nafta (basso rendimento volumetrico, tormento termico, incollamento degli anelli e delle valvole, incrostazioni, diluizione del lubrificante ecc.).

I **combustibili gassosi** possono essere naturali oppure ricavati dalla gasificazione di combustibili solidi.

L'uso dei combustibili gassosi è ostacolato dalla loro natura stessa e cioè dalla bassa energia volumetrica e dagli inconvenienti e difficoltà derivanti dalla necessità di aumentarla in molti casi mediante compressione in appositi robusti e pesanti serbatoi. Nel caso dei gassogeni per autotrazione sorgono invece inconvenienti di ingombro e di peso, derivanti dalla necessità di portare a bordo tutto il complesso generatore del gas oltre alla materia prima solida. Tuttavia in alcuni paesi, per deficienza di combustibili liquidi, ha avuto considerevole sviluppo l'impiego di gas nel campo dei trasporti, a causa della necessità di utilizzare maggiori quantità di succedanei gassosi nel quadro generale dell'economia di combustibile.

L'autotrazione utilizza, oltre ai gas di gassogeno, gas liquidi (gas liquefatti) e gas ad alta pressione (gas permanenti). I primi sono miscele di idrocarburi paraffinici (propano-butano, ecc.) ed olefinici (propilene, butilene, isobutilene) che alle normali temperature si lasciano liquefare ad una pressione relativamente bassa ($2 \div 8$ kg/cm^2), mentre a pressione atmosferica sono gaseiformi.

I gas liquidi, notevolmente più pesanti dell'aria, vengono trasportati sul veicolo a mezzo di leggere bombole in acciaio o in leghe leggere. I gas permanenti invece non possono, almeno per ora, essere resi liquidi con processi industrialmente convenienti e, per poter assicurare un'autonomia ancora soddisfacente con volumi non eccessivi, devono venire fortemente compressi.

Dei gas permanenti finora hanno trovato impiego nell'autotrazione

il metano (naturale o artificiale), i gas di cokeria (essenzialmente miscele di idrogeno e metano) ed il gas di distribuzione cittadina (gas luce). Questi gas vengono normalmente compressi in robuste bombole di acciaio speciale ad una pressione di circa 200 kg/cm² e sono perciò anche denominati gas ad alta pressione.

Il metano è di gran lunga il più diffuso, ma varie difficoltà di produzione industriale ed altri inconvenienti ostacolano per ora l'utilizzazione del *metano liquido.*

In quanto ai gas di cokeria ed al gas luce, finora la loro utilizzazione per autotrazione è stata molto esigua e non è prevedibile una ulteriore diffusione in misura notevole a causa del loro basso potere calorifico 3000÷5000 kcal/m³), che ne limita il campo di utilizzazione a pochi casi eccezionali (autoservizi a piccolo raggio in zone adiacenti agli stabilimenti di produzione); qualche successo ha per contro il loro impiego in cicli di rodatura mista di motori Otto e Diesel, più che altro al fine di economizzare al massimo i combustibili liquidi.

108. Composizione chimica.

La maggior parte dei combustibili per motori è formata da idrocarburi e da alcoli; vari combustibili gassosi hanno composizione chimica differente essendo costituiti essenzialmente da miscele di CO, CO_2, O_2, H_2 e di azoto inerte (gas luce, gas d'aria, gas d'acqua ecc.) ma hanno applicazioni meno importanti.

Gli **idrocarburi** sono dei composti di carbonio e di idrogeno che, a seconda della grandezza della molecola e della disposizione degli elementi nella molecola stessa, si dividono in vari gruppi. Tra questi hanno importanza, nel campo motoristico, le serie: *paraffinica* o *alifatica* ($C_n H_{2n+2}$), *olefinica* o *non satura* ($C_n H_{2n}$), *naftenica* ($C_n H_{2n}$) ed *aromatica* o *benzenica* ($C_n H_{2n-6}$).

La grande varietà di idrocarburi, che possono avere diverso stato fisico e diverse proprietà motoristiche, è dovuta al fatto che gli atomi di carbonio, in contrapposto a quasi tutti gli altri elementi, sono atti ad unirsi fra loro dando luogo a doppi legami.

La forma della molecola può risultare a *catena semplice* (paraffine), a *catena ramificata* (isoparaffine), a *catena semplice con doppio legame* (olefine) a *catena chiusa o ciclica* (naftenici e aromatici).

L'idrocarburo più semplice è il metano CH_4, gassoso; esso corrisponde alla formula C_nH_{2n+2} ed appartiene quindi alla *serie paraffinica.* In fig. 108 sono indicate le formule gregge e di struttura dei primi termini di questa serie; i primi quattro termini sono gassosi alle pressioni e temperature ordinarie, gli altri sono liquidi; la catena può seguitare fino all'infinito, ma per i comuni carburanti ci interessano solo le forme illustrate nella fig. La struttura sopra descritta può divenire più complessa se la catena di carbonio si ramifica, ossia se si formano iso-paraffine. Come esempio il composto isomero dell'ottano è l'isottano

(fig. 109). Sebbene ambedue gli idrocarburi abbiano le stesse proporzioni di componenti, il loro comportamento motoristico è del tutto diverso, come vedremo.

Simili alle paraffine sono le *olefine* che hanno struttura a catena semplice ma minore contenuto in idrogeno (C_nH_{2n}); poichè l'atomo di carbonio, tetra-

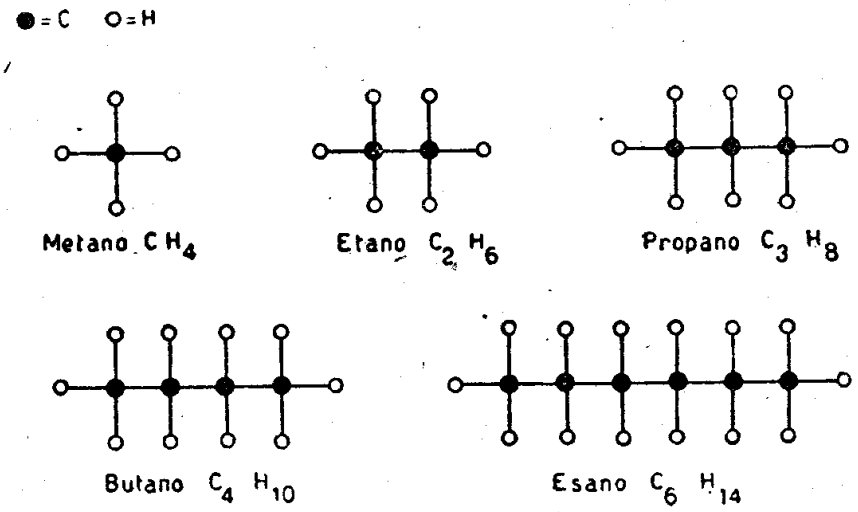
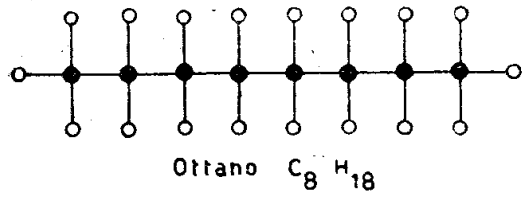


Fig. 108.

valente, non è completamente saturo, 2 atomi di carbonio della catena si legano con doppio legame (fig. 109 *a*).

Quando gli atomi di carbonio si dispongono in catena chiusa nasce la *serie naftenica* che ha la stessa proporzione di componenti di quella olefinica: C_nH_{2n}



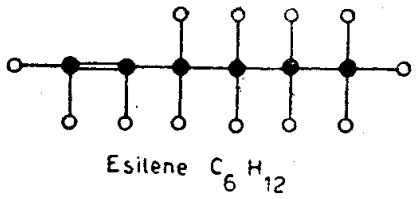


Fig. 109 *a*.

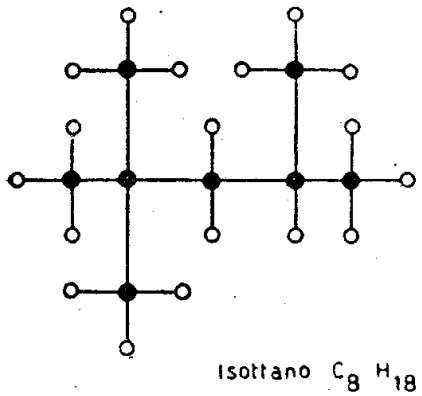


Fig. 109.

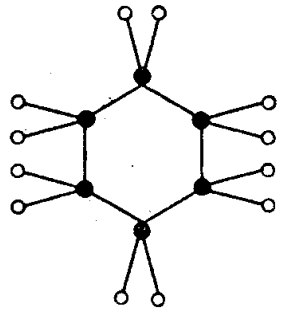


Fig. 110.

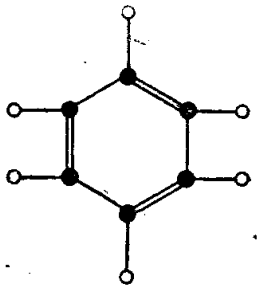


Fig. 111.

(fig. 110). Ogni atomo di carbonio è in questo « naftene » saturato con due atomi di idrogeno.

Idrocarburi del tipo a catena chiusa sono pure quelli della *classe aromatica* di cui il benzolo puro rappresenta il capostipite. Sei atomi di carbonio formano un cerchio e ognuno porta un atomo di idrogeno (fig. 111).

I combustibili che a temperatura e pressione ordinaria sono *gassosi*, sono costituiti da idrocarburi della serie paraffinica e olefinica a struttura semplice (es. metano CH_4, etilene C_2H_4); le *benzine* sono costituite da una miscela di idrocarburi di tutte le serie, a struttura più complessa, ed a seconda delle proporzioni delle varie serie variano le loro proprietà motoristiche.

Riportiamo a titolo di esempio la percentuale degli idrocarburi componenti di una comune benzina per autotrazione:

Paraffinici	56%
Naftenici.....	29%
Aromatici	8%
Non saturi	7%

Procedendo verso molecole con peso molecolare sempre maggiore, troviamo il *petrolio*, le *nafte leggere* o *gasoli*, le *nafte pesanti o nere*, gli *oli lubrificanti* ed infine i residuati di distillazione; il peso specifico cresce al crescere dell'entità della molecola mentre la volatilità diminuisce.

La composizione del greggio varia a seconda della località di estrazione; così ad esempio i greggi russi del bacino petrolifero di Baku e quelli americani del Texas sono ricchi di idrocarburi naftenici; quelli della Pensilvania di paraffinici, mentre quelli Romeni e del Borneo hanno un'elevata percentuale di aromatici.

Gli **alcoli** differiscono dai combustibili descritti perchè contengono come terzo elemento anche l'ossigeno; essi derivano infatti dagli idrocarburi per sostituzione di uno o più atomi di H con uno o più gruppi ossidrilici OH.

Siccome la combustione rappresenta una combinazione fra combustibile ed ossigeno, possiamo considerare gli alcoli come combustibili già parzialmente combusti poichè contengono ossigeno già legato nella molecola: effettivamente il potere calorifico degli alcoli è minore di quello dei corrispondenti idrocarburi. Gli alcoli presentano però, sotto altri punti di vista, un buon comportamento motoristico per cui sono spesso impiegati, in miscela con le benzine, l'*alcole metilico* o *metanolo* (CH_3—OH) e specialmente l'*etilico* o *etanolo* (C_2H_5—OH).

Dalla composizione chimica dipendono, in ultima analisi, tutte le diverse proprietà dei vari combustibili; da essa, come abbiamo già visto, si parte per calcolare molti dati fondamentali per la progettazione, teorica e pratica, di un motore (quantità d'aria necessaria alla combustione, potere calorifico di un combustibile, ammontare della dissociazione dei gas, tonalità termica del fluido attivo).

109. Potere indetonante dei carburanti.

Il potere indetonante è l'attitudine a sopportare compressioni elevate. Unitamente alla volatilità è questa la caratteristica principale agli effetti del funzionamento del motore. Se il potere indetonante del carburante è basso, nel motore si verifica facilmente un fenomeno — *la*

detonazione — segnalato da un rumore come di colpi metallici nella testa (*battito in testa*) che provoca una diminuzione della potenza del motore e genera sollecitazioni anormali dannose alla sua conservazione. Per evitare questi inconvenienti è necessario usare un carburante meno detonante oppure abbassare il rapporto di compressione e quindi il rendimento termico del motore.

Il valore del potere indetonante dà la misura della qualità di un carburante.

La misura del potere indetonante viene effettuata in condizioni normalizzate (dato che sul suo valore influiscono anche elementi costruttivi come la forma della camera di combustione) con motori monocilindrici speciali che permettono la variazione del rapporto di compressione durante il funzionamento (motore della Ethyl Gasoline Corporation e motore Waukesha del Cooperative Fuel Research Committee — Comitato Corporativo per le Ricerche sui Combustibili — C.F.R.). Naturalmente vengono fissati tutti quei dati di funzionamento che possono influire sulla determinazione: numero di giri, temperature del motore e della miscela, anticipo all'accensione, dosatura e apertura del carburatore ecc. La detonazione, e cioè il battito, è indicata dal saltellamento di un'asticina appoggiata su una membrana a contatto colla miscela detonante, ed è rivelata da un mezzo elettrico costituito da una resistenza il cui riscaldamento dipende dall'intensità della detonazione, oppure da un eudiometro.

Il metodo più usato in autotrazione è quello C.F.R. (Motor Method); per carburanti d'aviazione si effettuano ora misure in *vera scala* e cioè addirittura sui motori di aviazione o su cilindri singoli dei motori stessi.

Il valore del potere indetonante è indicato per convenzione internazionale dal *numero di ottano* (*N. O.*). Si fa riferimento a due idrocarburi aventi opposte proprietà indetonanti: uno, l'*eptano* C_7H_{16} della serie paraffinica, ha basso potere indetonante (rapporto max di compressione sopportabile sul monocilindro campione = 3,5), e per esso il N. O. viene assunto uguale a zero; l'altro, l'*isottano* C_8H_{18} della serie iso-paraffinica a catena ramificata, è ad alto potere indetonante, e per esso la resistenza alla detonazione viene assunta uguale a 100. Miscelando in varie percentuali questi due idrocarburi si ottengono i *carburanti-base*.

Il **numero di ottano** *è la percentuale in volume di isottano contenuto nella miscela eptano-isottano che, nel motore campione, detona per lo stesso valore del rapporto di compressione al quale detona il carburante in esame.*

Il N. O. è variabile al variare della composizione chimica: è generalmente ammesso che la resistenza alla detonazione sia favorita da una struttura complessa della molecola (catene chiuse o cicliche, catene ramificate, doppi legami ecc.) e che diminuisca al crescere della lunghezza della catena. La massima resistenza alla detonazione fra gli idrocarburi è perciò offerta dagli aromatici (benzolo ecc.) mentre diminuisce scalarmente per i naftenici, gli olefinici ed i paraf-

finici. Si comprende poi come possano esistere valori del N. O. maggiori di 100 ed altri minori di zero e cioè negativi: il primo caso si verifica ad esempio per il benzolo, il toluolo e il metano; il secondo per l'ottano il quale, pur avendo la stessa formula greggia dell'isottano (C_8H_{18}), ha struttura a catena aperta e quindi un N. O. non solo molto minore di quello dell'isottano (100) ma addirittura negativo (— 20).

Il N. O. dei carburanti comuni per autotrazione normalmente usati in Italia va da 60 a 75; per motori d'aviazione da 72 a 100. Per motori da corsa o da primati si usano carburanti con N. O. superiore a 100.

110. Antidetonanti.

Il N. O. dei carburanti può essere elevato con l'aggiunta in piccole dosi di determinate sostanze dette *antidetonanti*. Le sostanze maggiormente impiegate sono le seguenti:

Piombotetraetile: $Pb(C_2H_5)_4$ (spesso indicato nella pratica con la sigla $PbEt_4$)
Ferro pentacarbonile: $Fe(CO)_5$
Nichel tetracarbonile: $Ni(CO)_4$
Anilina: $C_6H_5NH_2$.

Tutti questi antidetonanti sono liquidi alle condizioni ordinarie.

Il *piombo tetraetile* è il più efficace attualmente in uso. L'impiego è però limitato dalle seguenti ragioni:

a) formazione di depositi di ossido di piombo, aventi azione corrosiva sulle pareti dei cilindri e degli stantuffi e particolarmente sui punti caldi (valvole, sedi valvole, elettrodi delle candele di accensione);

b) tossicità, oltre una determinata concentrazione.

Al primo inconveniente si pone rimedio mescolando il PbET4 con dei cloruri oppure con del *dibromuro di etile* ($Br_2C_2H_4$) che nella combustione reagisce con l'ossido di piombo formando bromuro di piombo volatile che viene espulso allo scarico. La miscela fluida risultante, che viene colorata, è nota sotto il nome di *fluido etile* (ethyl fluid): la percentuale in volume della miscela è normalmente la seguente:

Piombotetraetile	60 %
Dibromuro di etile	39 %
Colorante	1 %.

Nonostante questo accorgimento il pericolo di corrosioni non è eliminato: si limita allora la quantità massima di fluido etile miscelabile ai carburanti in modo da garantire la conservazione degli organi del motore. Quantità del $0{,}2 \div 0{,}4\,‰$ in volume non sono troppo dannose; per valori superiori (max 1 ‰) si deve ricorrere a vari accorgimenti costruttivi specie nelle valvole (motori d'aviazione).

La fig. 112 mostra l'aumento del N. O. di un carburante per aviazione in

funzione della quantità di piombo tetraetile: come si vede non è conveniente andare oltre 1 cm³/l dato il lieve aumento del N. O. ottenibile con concentrazioni maggiori. In quanto alla tossicità essa è sensibile solo in caso di respirazione dei vapori di carburante etilato con concentrazione molto superiore a quella ammessa in pratica; nessun pericolo sussiste da parte dei gas di scarico.

I numeri d'ottano superiori a 100 vengono determinati dal confronto con l'isottano reso ancora più resistente alla detonazione mediante l'aggiunta di $PbEt_4$; il numero d'ottano è fissato in base alla percentuale di $PbEt_4$. Per i numeri di ottano negativi si procede analogamente, cioè rendendo ancora più detonante l'eptano mediante aggiunta di combustibili pochissimo resistenti alla detonazione.

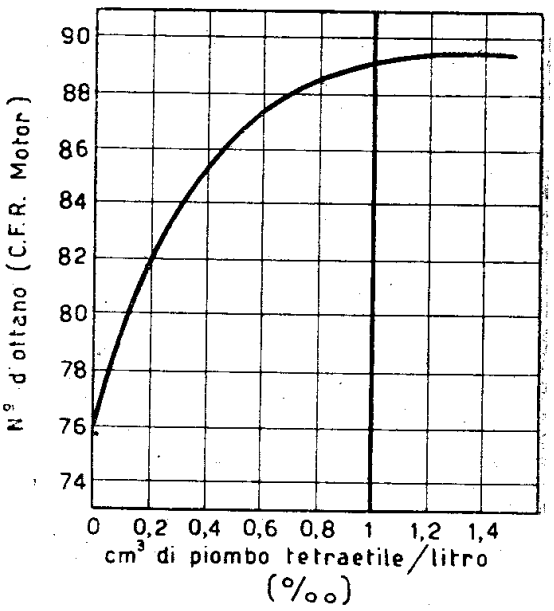


Fig. 112. – Potere antidetonante del piombotetraetile.

111. Accendibilità delle nafte.

Corrispondentemente al potere indetonante dei carburanti, la caratteristica motoristica fondamentale per le nafte destinate ad alimentare i motori ad accensione per compressione (specie per le nafte leggere o gasoli impiegati nei motori veloci) è l'*accendibilità.*

Un combustibile per motore Diesel è tanto più pregiato quanto più facilmente e rapidamente si auto-accende dopo essere stato iniettato nell'aria compressa nel cilindro. Il tempo che trascorre fra l'inizio dell'iniezione e l'accensione della miscela costituisce il *ritardo all'accensione*: questo fenomeno esercita un'influenza di primo ordine sull'andamento della combustione.

A parità di vari elementi costruttivi e funzionali del motore e del dispositivo d'iniezione che influiscono sul ritardo all'accensione, l'accendibilità è funzione di molte caratteristiche del combustibile quali la temperatura di accensione spontanea, la viscosità, il calore specifico, ecc. L'accendibilità varia poi al variare della composizione chimica; a questo proposito è interessante osservare che, di massima, i gasoli devono presentare quelle caratteristiche che non devono avere i carburanti: nel miglior modo si comportano quindi gli olii paraffinici, discretamente gli olefinici, piuttosto male i naftenici, malissimo gli aromatici.

L'unico sistema per valutare complessivamente le qualità motoristiche di un gasolio che si riassumono nell'accendibilità è, come per carburanti, il confronto diretto, su di un motore campione, con un combustibile di riferimento. Questa prova motoristica è già da tempo impiegata in larga scala negli Stati Uniti e in Germania.

Come combustibili di paragone servono miscele di *cetene* $C_{16}H_{32}$ (olefina molto accendibile) con *α-metilnaftalene* $C_{11}H_{10}$ (poco accendibile). L'accendibilità del cetene è assunta uguale a 100; quella del metilnaftalene uguale a 0. Il contenuto percentuale in volume di cetene è detto *numero di cetene* (N. C.). Un'altra regolamentazione usa al posto del *cetene* il *cetano* (paraffina = $C_{16}H_{34}$) portando quindi alla determinazione del *numero di cetano* (N. C.): il rapporto del N. di cetano al N. di cetene vale 7/8.

Anche in questa prova si usano motori monocilindrici; per variare la temperatura dell'ambiente in cui il combustibile deve accendersi viene variata la pressione finale di compressione: ciò si ottiene agendo sul rapporto di compressione oppure sulla quantità di aria aspirata, strozzando i condotti. Quanto più basso è il rapporto di compressione o quanto maggiore è la depressione nei condotti alla quale il combustibile si accende ancora, tanto maggiore risulta l'accendibilità e cioè il numero di cetene.

I gasoli normali hanno numeri di cetano compresi fra 40 e 70. Per le nafte pesanti o nafte nere il numero di cetano non ha importanza pratica, come vedremo, dato che esse vengono impiegate in motori lenti.

In mancanza dell'attrezzatura necessaria per le determinazioni del numero di cetano si suole determinare il così detto *indice Diseel* (D. I.). L'indice Diesel è una funzione empirica della densità del combustibile e del punto di anilina P_A:

$$\text{D. I.} = \frac{P_A \cdot d_{API}\, P_1}{100}$$

Il punto di anilina è la più bassa temperatura alla quale un gasolio è mescolabile con un egual volume di anilina e ne rappresenta il grado di paraffinicità.

La densità, espressa in unità di misura convenzionale americana API, è adimensionale ed è legata con buona approssimazione al peso specifico d (fra $4^0 \div 15^0$) dalla relazione:

$$d = {}_{API}\,\frac{141{,}5}{d} - 131{,}5.$$

Il valore numerico dell'indice Diesel, espresso quindi in °C, è dello stesso ordine di quello del numero di cetene ($0 \div 100$) ma nessuna relazione ben definita lega le due grandezze. Mentre il numero di cetene rispecchia in modo esatto le proprietà di autoaccensione nel motore, l'indice Diesel può condurre a giudizi errati perchè non tiene conto di tutte le caratteristiche fisiche del gasolio. Per sopperire a queste deficienze occorre tener conto di altre caratteristiche, prima fra tutte le viscosità.

Come per elevare il N. O. dei carburanti esistono speciali sostanze, gli antidetonanti, così se ne hanno altre (come il nitrobenzolo $-C_6H_5NO_2$) che possono ridurre il ritardo all'accensione delle nafte e quindi elevare il N. C.: esse sono dette *prodetonanti*. Questi composti non sono stati finora usati ma non è da escludere che possano, dopo ulteriori esperienze, avere pratiche applicazioni.

112. Volatilità, tensione di vapore e calore di evaporazione.

Volatilità. — Mentre i composti puri hanno una temperatura fissa di ebollizione, i combustibili usualmente in commercio presentano una curva di ebollizione che viene determinata mediante distillazione frazionata in apparecchi normalizzati e dalla quale si può agevolmente giudicare sulla volatilità di un combustibile. La fig. 113 mostra gli intervalli di distillazione delle benzine, dei petroli e dei gasoli e le rette di distillazione di due carburanti puri ben definiti quali l'alcole etilico

TABELLA IX. – *Fattori che influiscono sulla detonazione nei motori Diesel e Otto.*

La detonazione aumenta ↓

nel motore Diesel	nel motore Otto
con compressione bassa	con compressione alta
con strozzamento dell'aria all'aspirazione	con sovralimentazione
con carico basso	con carico alto
con l'aumento del numero di giri	con la riduzione del numero di giri
con l'abbassarsi della temperatura dell'aria aspirata, dell'acqua di raffreddamento e della testa cilindri.	con l'elevarsi della temperatura dell'aria aspirata, dell'acqua di raffreddamento e della testa cilindri
con idrocarburi a catena chiusa (aromatici, naftenici, ecc.)	con idrocarburi a catena aperta (paraffina, olefine, ecc.)
con aggiunte nel combustibile di: tetraetile di piombo, carbonile di ferro, ecc.	con aggiunte nel combustibile di: nitrato di amile, acetaldeide, nitrito di etile, ecc.
nel motore Otto	nel motore Diesel

↑ La detonazione diminuisce

ed il metilico. Molte parti facilmente volatili del combustibile agevolano l'avviamento a freddo del motore; queste parti non devono però essere in quantità troppo forti se si vuole evitare il pericolo di formazione di bollicine di gas nelle tubazioni. La quantità delle parti di combustibile che distillano fino a 100° è di notevole importanza per l'avviamento a freddo dei motori, per una buona distribuzione della miscela e per una buona ripresa. In genere entro i 100° deve distillare al minimo il 30% dei carburanti per autoveicoli mentre per i carburanti avio è richiesto almeno il 50%. La temperatura finale di distillazione ha minore importanza: essa serve unicamente ad evitare la presenza di composti pesanti che possono turbare la carburazione; per i comuni carburanti è in genere inferiore ai 200°.

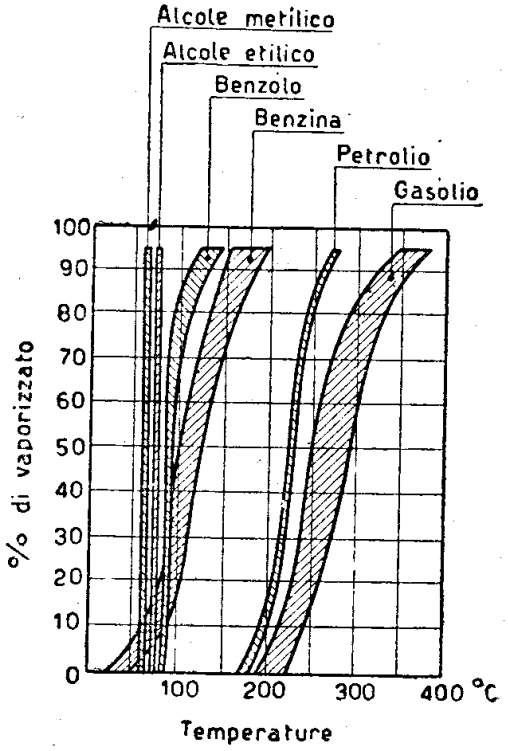


Fig. 113. – Campi di distillazione.

Oltre a questi due valori si danno in genere due o tre temperature intermedie e le corrispondenti percentuali minime ammesse; il valore del residuo deve essere minore del 3 %.

Nella fig. 114 sono riportate le curve di distillazione di due tipi diversi di benzi-

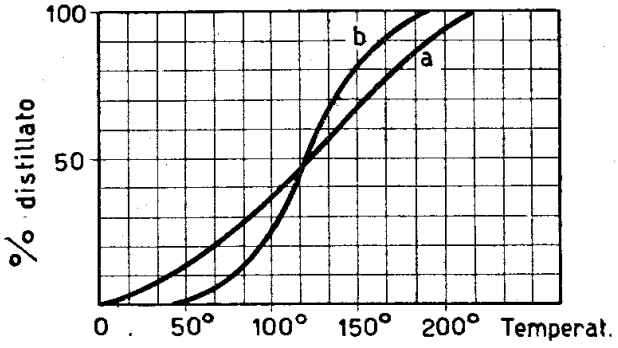


Fig. 114. – Curve di distillazione.

na. Il carburante cui corrisponde la curva *b*, sebbene abbia temperatura finale di distillazione inferiore a quella cui corrisponde la curva *a*, è meno ricco di elementi volatili a bassa temperatura e quindi risulta meno buono agli effetti avviamento.

Per le nafte la curva di distillazione ha evidentemente importanza molto minore che per i carburanti. Per i gasoli vengono generalmente fissate le percentuali corrispondenti a due temperature prossime alla fine di distillazione, la temperatura finale ed il residuo (< 5 %) allo scopo di evitare la presenza di idrocarburi pesanti e vischiosi che possono provocare dannose incrostazioni; in quanto alle nafte pesanti la curva di distillazione non è nemmeno considerata nella pratica.

Unitamente alla curva di distillazione per definire la volatilità di un carburante è usata, specie per i carburanti avio, la *tensione di vapore* che viene, per convenzione, normalmente riferita alla temperatura di 37,8° C = 100° F (tensione di vapore Reid). Essa è un punto di riferimento per prevedere nel sistema alimentare la formazione di bolle di vapore che possono disturbare ed anche interrompere l'alimentazione. Il limite superiore della tensione di vapore per i carburanti avio è stato fissato in 0,5 kg/cm² a 37,8° C.

Un'altra caratteristica dei carburanti è il *calore latente di evaporazione* di cui si è parlato precedentemente. L'abbassamento teorico di temperatura che, per effetto dell'evaporazione, subisce una miscela aria-benzina è di circa 20°. Il calore di evaporazione degli alcoli è molto superiore a quello della benzina: l'abbassamento di temperatura provocato dalla formazione della miscela aria-alcole, tenuto conto che la quantità di aria di combustione è minore, è infatti di circa 85° per l'alcole etilico e di 125° per il metilico. Un elevato calore di evaporazione impedisce l'avviamento e la marcia a freddo, mentre a caldo favorisce un buon rendimento volumetrico. Per le nafte la tensione di vapore non ha importanza.

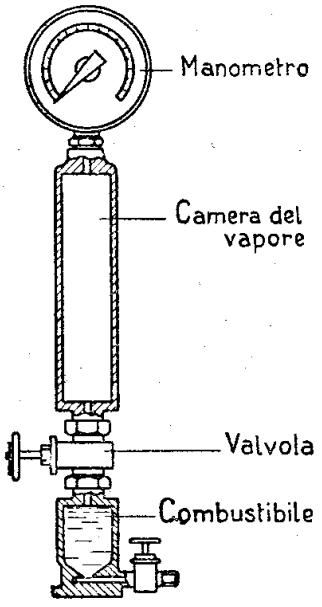


Fig. 115. – Apparecchio per la misura della tensione di vapore Reid.

113. Peso specifico e potere calorifico.

Peso specifico. — Molto impiegato anni addietro per definire le proprietà motoristiche di un combustibile, ha ora pressochè perduto ogni importanza al riguardo. Esso serve commercialmente per discriminare i vari tipi di combustibili; permette inoltre di calcolare i dati di volume e di

peso dei combustibili e quindi la loro tonalità termica che, come è noto, è espressa in kcal per litro di miscela. Non è però lecito, entro il campo di una data categoria di combustibili, dedurre dal peso specifico un giudizio sulle altre caratteristiche come, ad esempio, sulla volatilità o sul N. O. Infatti una benzina pesante può essere tale perchè contiene composti aromatici ed essere perciò molto buona per quanto concerne la volatilità ed il potere indetonante. Attualmente si fissano i limiti superiore ed inferiore del peso specifico onde non superare un limite massimo di consumo e non dover procedere a ritocchi o sostituzioni degli organi che regolano l'alimentazione.

Per i carburanti il limiti massimi generalmente ammessi sono 0,710 ÷ 0,755 kg/dm^3; per la maggioranza dei carburanti italiani del commercio i valori sono però compresi tra 0,720 e 0,740. I gasoli sono compresi tra 0,840 e 0,890; il petrolio è intermedio. Per le nafte pesanti usate nei Diesel marini e per impianti fissi il peso specifico è maggiore di 0,890 kg/dm^3.

Potere calorifico. — Come già è stato detto, motoristicamente interessa solo il potere calorifico inferiore. Date le difficoltà che ne ostacolano la determinazione diretta si determina sperimentalmente il potere calorifico superiore (bomba di Mahler) e col calcolo si ricava quello inferiore (vedi § 14). Il potere calorifico può essere riferito all'unità di peso (kcal/kg) od all'unità di volume (kcal/l per i combustibili liquidi e kcal/m^3 per i gassosi). Quanto maggiore è il potere calorifico tanto minore è il consumo in peso o in volume, a seconda che esso è riferito al peso od al volume, purchè in nessun caso il motore funzioni in regime di detonazione.

A minor potere calorifico corrisponde minore quantità d'aria per la combustione: questa spiega il fatto per cui le varie tonalità termiche non differiscono di molto. I vari combustibili liquidi permettono quindi di sviluppare pressochè la stessa potenza, a parità di tutte le altre condizioni; occorre però tener presente che i consumi sono invece in relazione al potere calorifico e quindi passando ad es. dalla benzina all'alcole od a miscele alcoliche essi crescono.

114. Altre caratteristiche.

Nei combustibili possono esistere delle impurità che ostacolano il funzionamento del motore o limitano la conservabilità dei combustibili stessi; occorre dunque garantire entro certi limiti il loro stato di purezza. A questo proposito deve essere limitato il *tenore in zolfo*, l'*acidità* e, per i carburanti, la percentuale di sostanze resinose collanti (gomme) che possono essere già contenute nel combustibile (*gomme attuali*) o che si possono formare in seguito a reazioni parassite (*gomme potenziali*).

I componenti che formano gomme sono in generale idrocarburi non saturi (olefinici); la determinazione della loro percentuale viene fatta con prove chimiche (*numero di bromo*); con speciali sostanze (*inibitori*) se ne possono ridurre gli effetti che sono particolarmente dannosi per i carburanti da immagazzinamento.

Per le nafte occorre limitare le sostanze incrostanti (*residui carboniosi*, indice di Conradson) ed abrasive (*ceneri*) che possono danneggiare sopratutto le delicate pompe d'iniezione del combustibile. Per evitare inconvenienti durante l'immagazzinamento è poi sempre fissata la temperatura di incendiabilità (*punto di infiammabilità* in vaso chiuso Pensky Martens).

Un'altra caratteristica molto importante per i gasolii è il comportamento alle basse temperature: esso viene espresso dal *punto di congelamento* (o di intorbidamento) oppure dal *punto di scorrimento*, e da *prove di filtrabilità*. Il primo corrisponde alla temperatura alla quale una parte delle sostanze della miscela comincia a cristallizzare od a separarsi dalla soluzione sottoposta a opportuno raffreddamento; il secondo è la più bassa temperatura alla quale la miscela accenna a scorrere dopo essere stata portata a temperature inferiori: in media fra i due punti corre un intervallo di 3° C, ed il comportamento è naturalmente tanto migliore quanto più bassi sono questi valori. Le prove di filtrabilità consistono invece nella misura del tempo di efflusso, attraverso un determinato apparecchio filtrante, di un dato volume di gasolio, sotto pressione, ad una data temperatura; la prova serve ad indicare il grado di separazione delle paraffine, che a temperature piuttosto basse si possono depositare sui filtri otturandoli e che non sono segnalate dalle altre caratteristiche.

Altre caratteristiche sussidiarie possono essere il colore, l'indicazione di provenienza dei greggi, la percentuale degli idrocarburi componenti, il processo di lavorazione.

Per un buon carburante d'aviazione che deve garantire una grande omogeneità alle basse temperature corrispondenti alle quote di volo, è stabilito che il punto di congelamento debba essere inferiore a —50° C. Analogamente devono comportarsi le nafte e le miscele alcooliche carburanti per autoveicoli durante il periodo invernale, sebbene per essi i valori siano più elevati (—10° ÷ —20°).

Per i carburanti alcolici un elemento interessante è l'*igroscopicità*; questi combustibili possono arricchirsi d'acqua fino ad un determinato limite oltrepassato il quale il liquido diventa torbido perchè l'alcole contenuto si separa in forma acquosa e il combustibile diventa inutilizzabile. Per questa ragione il titolo dell'alcole destinato a miscele carburanti è bene che non sia inferiore al 98%.

115. Dati sui combustibili in uso.

Le benzine, così come provengono dalla semplice raffinazione dei prodotti di distillazione, difficilmente possono essere impiegate nei motori, specie in quelli d'aviazione, a causa del loro basso N. O. (< 60). Per elevare il N. O. e per poter quindi ottenere potenze specifiche più ele-

vate, riducendo al minimo l'impiego di antidetonanti, è pratica corrente miscelare le benzine con altri combustibili ad alto N. O.; questi sono: gli alcoli etilico e metilico, il benzolo e l'isottano (N. O. > 100). La figura 116 confronta la variazione del N. O. per le miscele di benzina (60 N. O.) ed alcole etilico e per la benzina etilizzata. Gli alcoli, che sono poveri di calorie, vengono generalmente usati in carburanti normali per autotrazione e in carburanti speciali impiegati dove l'autonomia del veicolo non ha eccessiva importanza (vetture da corsa). Nei carburanti normali l'alcole entra in ragione del 10 ÷ 20 %; il primo di questi limiti è fissato dal valore stabilito per il punto di intorbidamento della miscela (— 20° C) e il secondo da ragioni di consumo e di peso specifico. In aviazione si preferisce miscelare le benzine con altri idro-

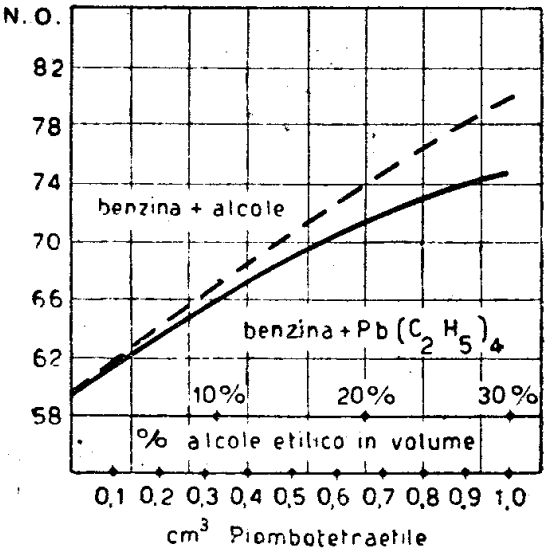


Fig. 116. – Potere indetonante dell'alcole.

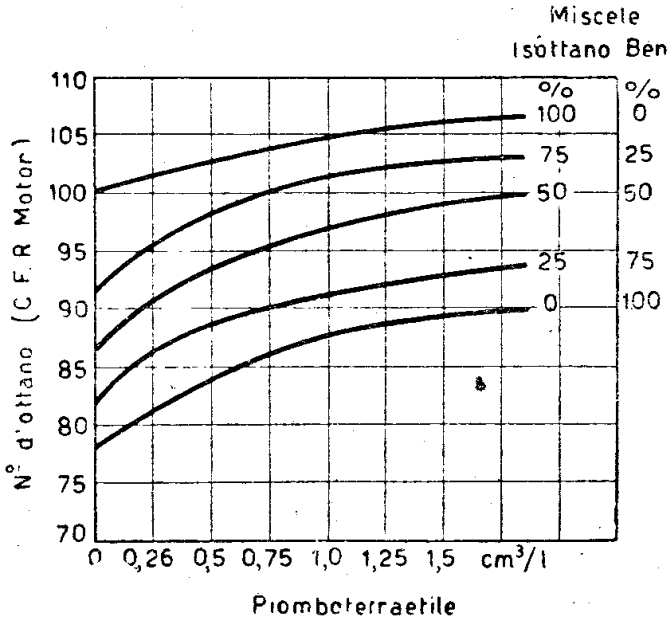


Fig. 117. – Potere indetonante delle miscele isottano-benzina.

carburi per non abbassare il potere calorifico del carburante; i più usati sono il benzolo e l'isottano. L'uso del benzolo trova però una limitazione nella sua bassa stabilità a freddo; esso viene miscelato con benzine fino ad un massimo del 25 %. L'isottano, che in questi ultimi tempi è stato possibile preparare su scala industriale, viene miscelato fino al 40 % e spesso con l'aggiunta di piombo tetraetile (fig. 117).

Una ulteriore possibilità di ottenere carburante avio con elevato N. O. ce la fornisce l'etere iso-propilico (N. O. 98). Esso ha una sensibilità al piombo ancora migliore che l'isottano e per di più è di facile produzione. Viene mescolato con le normali benzine avio e con $PbEt_4$. Il potere calorifico è però di 8700 kcal/kg contro le 10700 dell'isottano e la differenza porta uno svantaggio non indifferente.

Per le nafte il numero di cetano non ha l'importanza che ha il numero di ottano per le benzine. Infatti la tendenza di aumentare il rendimento dei motori endotermici aumentando il rapporto di compressione, mentre avvicina il pericolo della detonazione nei motori a carburazione, diminuisce in quelli ad iniezione il pericolo del ritardo all'accensione; per queste ragioni le nafte non vengono corrette per miscelazione con altri idrocarburi ad alto N. C.

Poco vi è da aggiungere sui combustibili gassosi: essi hanno un elevato N. O. ($\sim$ 100) che permette di impiegarli con ottimi risultati nei comuni motori dal punto di vista della detonazione. Per uno sfruttamento più razionale delle loro caratteristiche indetonanti i combustibili gassosi possono essere impiegati in motori a rapporto di compressione più elevato dei normali e questo può compensare i difetti già esaminati.

Nelle Tabelle X e XI sono riportati i valori delle caratteristiche dei principali combustibili liquidi e gassosi.

TABELLA X – *Combustibili gassosi.*

Combustibile	Peso specifico a 15° e 760 mm Hg	Potere calorifico inferiore		Aria teorica di combustione		Tonalità termica a 0°	N. di ottano (Research)
	kg/m³	kcal/m³	kcal/kg	m³/m³ di gas	kg/kg di gas	kcal/l miscela	N. O.
Metano al 97%	0,740	8300	11200	9,5	17,4	0,820	$\sim$ 125
Propano	1,31	19900	11000	24	15,8	0,900	$\sim$ 125
Butano	2,38	25900	10900	31	16,5	0,870	$\sim$ 93
Propano / Butano 50/50	2,06	22600	10950	27,5	16,1	—	$\sim$ 100
Gas luce (Berlino 1940)	0,600	3800	10950	5,1	8	0,800	$\sim$ 90
Gas di gassogeno	1,0 ÷ 1,2	1000 ÷ 1400	650 ÷ 1250	0,9 ÷ 1,2	0,95 ÷ 1,4	0,500–0,600	$\sim$ 90
Gas di cokeria	0,425 (*)	4200	—	—	—	—	$\sim$ 90

(*) Compresso in fase gassosa a 200 kg/cm².

116. Produzione dei combustibili liquidi e gassosi.

A) *Benzina e nafte dall'olio minerale greggio.* – Nella fig. 118 è schematizzata la lavorazione dell'olio greggio. I suoi diversi componenti vengono separati mediante distillazione frazionata con i seguenti intervalli di frazionamento (variabili al variare dell'olio greggio):

TABELLA XI – *COMBUSTIBILI LIQUIDI.*

Combustibile	Potere indetonante	Temperatura distillazione a 760 mm Hg	Tensione di vap. a 0 °C	Calore di evaporaz.	Potere calorifico inferiore		Aria teorica li comb.	Tonalità termica a 0°	Peso specifico a 15 °C
	N. O.	°C	mm Hg	kcal/kg	kcal/kg	kcal/l	kg/kg	kcal/l	kg/dm³
Benzine avio	72 ÷ 100	40 — 170 a 100 : 50 %	~ 80	~ 75	10400	7650	15,5	~ 0,890	0,710 ÷ 0,755
Benzine auto { normali . .	≥ 62	40 — 200 a 100 : 30 %	~ 62	~ 75	10400	7650	15,5	~ 0,890	0,710 ÷ 0,755
Benzine auto { supercarb. .	≥ 75								
Benzolo puro	~ 100	80	28	95	9600	8400	13	0,923	0,875
Alcole etilico 100 % . .	~ 100	78,3	12,7	230	6550	5200	9	0,919	0,795
Alcole metilico 100 % . .	> 100	64,7	29	278	4500	3600	6,5	0,932	0,795
Petrolio	—	150 — 320	—	—	10000	8200	14	0,920	0,820 ÷ 0,830
Gasolio	N.C. = 40 ÷ 50	200 — 370	—	—	10200	8500	14	0,930	0,840 ÷ 0,890
Nafte pesanti	—	—	—	—	9800	8700	14	0,930	0,890

tità di benzina, mentre le altre frazioni ed i residui vengono ulteriormente idrogenati e trasformati in benzina.

b) *Processo Fischer-Tropsch-Ruhrchemie* (fig. 120). – Viene gassificato completamente del coke in presenza di vapor d'acqua: si ottiene così una miscela di ossido di carbonio e idrogeno che, preventivamente depurata, viene introdotta in una torre di reazione. Qui, in presenza di un catalizzatore, questi gas sintetici vengono trasformati in idrocarburi gassosi ed in ultimo, per liquefazione frazionata, si separano le varie frazioni di combustibile.

C) *Benzolo.* – Il benzolo, carburante molto usato in Germania, è ottenuto dal catrame di carbon fossile. Questo, composto di grandi molecole ricche di carbonio contenenti anche idrogeno, ossigeno, azoto e zolfo, viene riscaldato fuori del contatto dell'aria per cui si spezzano le sue molecole (analogamente a quanto avviene nel processo di piroscissione dell'olio minerale) e si formano molecole più piccole (come quelle che si trovano nel gas luce) insieme con notevoli quantità di prodotti residui e di coke. Con questo speciale processo si ottiene una frazione di idrocarburi, liquidi a temperatura ordinaria e in gran parte formati da benzolo, i quali a causa del loro basso punto di ebollizione sfuggono con il gas che si ricava. Gli idrocarburi benzolati contenuti nel gas vengono poi lavati con olio di catrame; con successive distillazioni si ottiene il benzolo commerciale (tecnico) che non è mai puro ma contiene anche toluolo ed altri omologhi. Questo procedimento permette poi di ricavare, dalle altre frazioni e dal residuo, molti sottoprodotti fra i quali olii di creosoto, olii di antracene e pece. In Italia il benzolo deve, data la nostra produzione limitata, essere riservato alle industrie degli esplosivi e non può essere utilizzato come carburante.

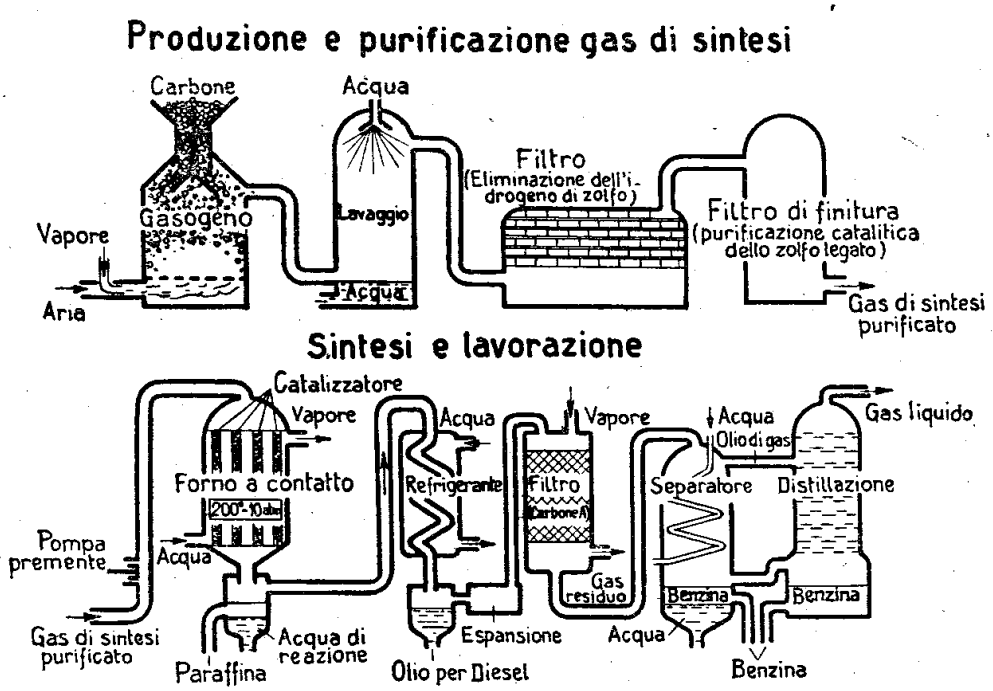


Fig. 120. – Schema del processo di sintesi Fischer-Tropsch.

D) *Isottano.* – È ottenuto dall'isobutilene C_4H_8 che viene polimerizzato in di-isobutilene C_8H_{16} e per idrogenazione trasformato in isottano. L'isobutilene è uno dei componenti dei gas di piroscissione ma può anche essere ricavato dal butano ottenuto come sottoprodotto degli impianti di idrogenazione: questa seconda via è seguita in Italia dall'ANIC.

E) *Alcole etilico* (etanolo). – Si ottiene generalmente da sostanze amidacee (patate, cereali) o zuccherine (melasse della fabbricazione dello zucchero di canna o di barbabietola) ma può anche essere prodotto per sintesi. La Germania usa come materia prima principalmente la patata; in Italia si impiegano melasse di barbabietola oppure sorgo ed altri cereali. La produzione di alcole etilico viene a dipendere dalla disponibilità di queste materie prime ed è quindi stagionale, per cui la produzione e la distribuzione dell'etanolo come carburante miscelato con benzina sono necessariamente saltuarie.

Ogni processo di produzione industriale dell'alcole si può suddividere in quattro fasi:

1) Preparazione dell'amido;
2) Trasformazione dell'amido in zucchero (saccarificazione);
3) Trasformazione dello zucchero in alcole (fermentazione);
4) Distillazione e rettifica.

Descriviamo sommariamente uno dei processi di produzione dalle patate: l'amido in esse contenuto viene estratto sotto forma di colla d'amido in una caldaia; la sostanza amidacea così liberata viene convertita in zucchero entro un tino contenente orzo mediante un enzima, la diastasi, che è contenuta nell'orzo tallito verde (malto d'orzo). L'alcole così ottenuto viene mediante una conveniente distillazione purificato e poi concentrato in modo da essere praticamente esente da acqua.

Le rese medie in volume si aggirano sul 30 ÷ 35%.

F) *Alcole metilico* (metanolo). – Questo carburante, particolarmente povero di calorie, è usato specialmente in Germania come componente di miscele carburanti alcoliche (due parti di etanolo ed una di metanolo). È ottenuto industrialmente con un processo di catalisi ad alta pressione della I. G. Farben Industrie dall'ossido di carbonio e dall'idrogeno: ($CO + 2H_2 = CH_3OH$).

G) *Gas liquefatti*. – Vengono ottenuti in gran parte durante i processi di piroscissione o di idrogenazione per la produzione delle benzine, ma possono essere ricavati anche dal gas di coke o dalle emanazioni gassose dei pozzi petroliferi. Sono costituiti dagli idrocarburi paraffinici e benzenici più volatili: essi devono essere separati dalla benzina perchè possono volatilizzare parzialmente durante il trasporto o, riscaldandosi nel sistema alimentatore del veicolo, causare bolle di vapore. I gas liquefatti del commercio sono in generale miscele di propano e butano mescolati nella proporzione di 50/50, ovvero del tipo: butilene-propilene 55%, propano-butano 20%, etilene 15%, metano ed etano il rimanente. Questi gas liquefatti vengono posti in vendita sotto denominazioni varie come Liquigas, Butagas, Treibgas, ecc.

H) *Gas permanenti*. – Il metano si ottiene in natura per emanazioni gassose del sottosuolo; artificialmente viene prodotto dal gas di coke per scissione a bassa temperatura oppure da rifiuti di origine vegetale ed animale (metano biologico). L'Italia è particolarmente dotata di sorgenti di metano (Appennino Tosco-Emiliano) che rappresentano più del 60% della sua produzione totale. Sono entrati o stanno entrando in funzione in diverse città (Montecatini, Milano, Torino, ecc.) anche vari impianti per la produzione di metano biologico.

PARTE SECONDA

MOTORI AD ACCENSIONE PER SCINTILLA

CAPITOLO PRIMO

CONSIDERAZIONI PRELIMINARI

117. Applicazioni e classificazioni.

Alla categoria dei *motori ad accensione per scintilla* appartiene la maggior parte dei motori per autoveicoli ed aeromobili e una forte percentuale dei motori per applicazioni nautiche.

Data la grandissima diffusione dell'automobile si può dire che il 95 % dei motori a combustione interna esistenti sia ad accensione per scintilla con *alimentazione a carburazione.*

In questi ultimi tempi si è però verificata una tendenza verso l'applicazione dell'*alimentazione per iniezione* in considerazione di alcuni vantaggi che ne derivano specialmente nel campo aeronautico. Varie non lievi difficoltà per ottenere un sicuro funzionamento del sistema a iniezione nel caso dell'uso di combustibili leggeri come quelli usati in aviazione sono ormai superate. Le ditte tedesche Bosch, Junkers e Deckel e più tardi in America la Bendix hanno risolto brillantemente il problema per cui motori ad iniezione sono normalmente montati su apparecchi civili e da guerra. Recentemente anche in Italia è stata realizzata qualche applicazione a carattere sperimentale nel campo motociclistico, automobilistico ed aeronautico.

I motori ad accensione per scintilla si distinguono:

a) *a seconda del ciclo di lavoro in*:

— Motori a 4 tempi
— Motori a 2 tempi;

b) *a seconda del numero di cilindri* in: monocilindrici e pluricilindrici; questi ultimi, a *seconda della disposizione dei cilindri* (fig. 118) in:

— Motori con cilindri in linea
— Motori con cilindri su due linee affiancate
— Motori con cilindri disposti a V
— Motori con cilindri disposti a W
— Motori con cilindri disposti ad H
— Motori con cilindri contrapposti (assi cilindri a 180°)

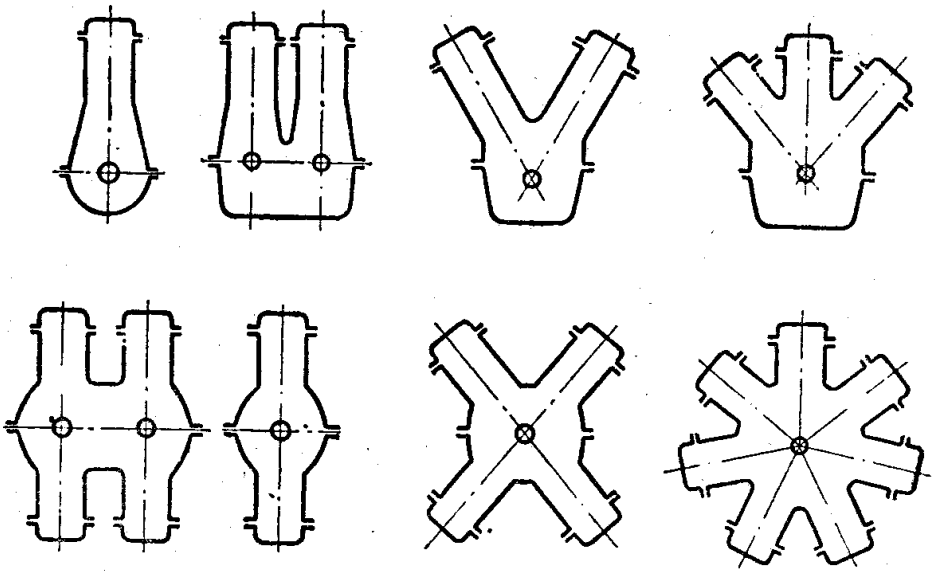


Fig. 121. - Schemi delle disposizioni dei cilindri.

— Motori con cilindri disposti ad X
— Motori stellari (a una o a più stelle)
— Motori rotativi (non vengono più usati)
— Motori con cilindri in fascio paralleli all'asse motore (figura 122);

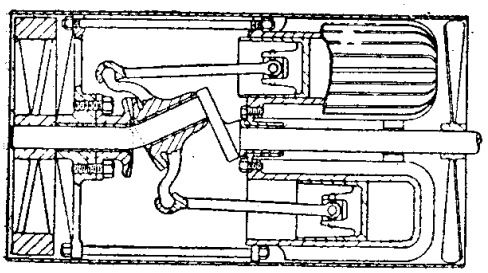


Fig. 122. - Motore con cilindri in fascio.

c) *a seconda del combustibile usato e del sistema di alimentazione in*

— Motori a carburazione
— Motori a gas
— Motori ad iniezione;

d) *a seconda del sistema di raffreddamento in*:

— Motori raffreddati ad acqua
— Motori raffreddati ad aria
— Motori raffreddati a liquido speciale;

e) *a seconda del sistema elettrico di accensione in*:

— Motori con accensione a magnete
— Motori con accensione a batteria;

f) *a seconda della posizione delle valvole in*:

— Motori a valvole laterali
— Motori a valvole in testa.

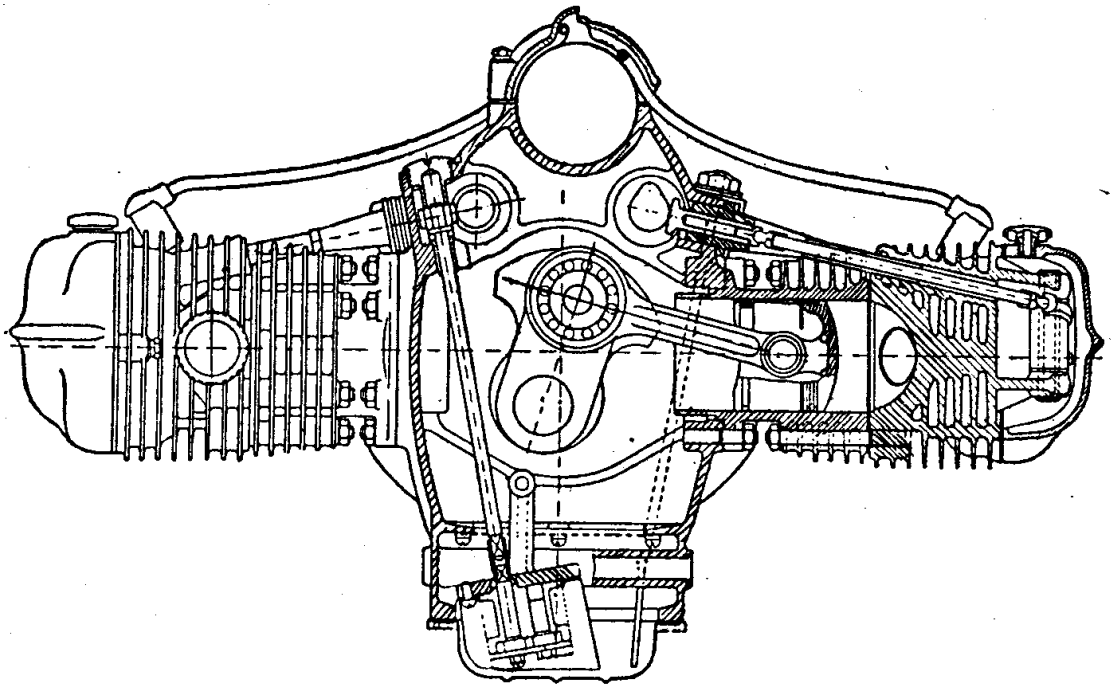


Fig. 123. – Motore di motociclo B.M.W. a 2 cilindri orizzontali contrapposti. Diametro 68 mm; corsa 68 mm; cilindrata 494 cm³; potenza 24 Cv a 5700 giri/min.

118. Propagazione della combustione e velocità della fiamma.

La combustione ha inizio nel cilindro motore quando la carica compressa (composta di aria e combustibile) viene accesa per mezzo di una scintilla elettrica fatta scoccare fra gli elettrodi di una o più *candele.*

Allo scoccare della scintilla si forma un primo focolaio che impiega un determinato tempo per raggiungere un'intensità tale da generare l'inizio vero e proprio della combustione (*ritardo all'avviamento della combustione*); poi, man mano che la combustione procede dalla candela verso i punti da essa più distanti, la pressione e la temperatura aumentano e la velocità di propagazione cresce rapidamente.

Il ritardo all'avviamento della combustione crea la necessità di *anticipare* l'accensione rispetto al P.M.S. onde ottenere che il valore massimo della pressione nel cilindro si verifichi all'inizio della corsa di espansione. Poichè il ritardo, a parità di dosatura della miscela, si mantiene costante al variare del regime, è chiaro che l'*anticipo* deve aumentare con l'aumentare del numero di giri. Il suo valore può raggiungere i $30 \div 40^{\circ}$; esso dipende dalla velocità del motore e da altri fattori, come la velocità di propagazione della fiamma, la turbolenza del gas, la forma della camera di combustione, il tipo di combustibile impiegato, ecc.

Moltissime sono state le ricerche teoriche e sperimentali, tuttavia la conoscenza del meccanismo della propagazione della fiamma è ancora

incompleta. Più che su argomentazioni teoriche è necessario per ora basarsi sulle evidenze sperimentali. Studi sulla propagazione e velocità della fiamma sono stati fatti ricavando attraverso una finestrella di quarzo applicata alla camera di combustione impressioni cinematografiche per mezzo delle quali è stato possibile eseguire una istantanea del fenomeno ogni 2 gradi di rotazione dell'albero motore.

Si è così constatato che il percorso della fiamma può essere diviso in tre fasi: una iniziale a velocità bassa ma rapidamente crescente, una seconda fase a velocità quasi costante ed una terza a velocità decrescente quando la fiamma si avvicina alle pareti.

La velocità di propagazione della fiamma è influenzata:

1°) *Dalla pressione della miscela nell'istante in cui scocca la scintilla* e cioè dalla pressione di alimentazione, dal rapporto di compressione e dal rendimento volumetrico: più grande è la pressione, maggiore è la difficoltà all'inizio della combustione (e quindi anche il ritardo all'avviamento della combustione), ma maggiore è in seguito la velocità di propagazione. Nei motori d'aviazione, poichè con l'aumentare della quota di volo diminuisce la pressione di alimentazione, e quindi anche la velocità della fiamma, è necessario aumentare l'anticipo di accensione con la quota.

2°) *Dalla dosatura della miscela e dal suo grado di omogeneità*; la durata minima di combustione si ha con una miscela avente una percentuale di benzina di circa il 18% superiore a quella teoricamente necessaria per la combustione; a questa dosatura corrisponde approssimativamente anche il minimo ritardo all'inizio della combustione e la massima potenza del motore.

3°) *Dal grado di turbolenza* fornito alla miscela durante l'ingresso nel cilindro e durante la fase di compressione; la turbolenza favorisce la combustione e ciò spiega perchè la velocità di propagazione della fiamma aumenta rapidamente con l'aumentare del numero di giri del motore.

4°) *Dalla forma della camera di combustione, dalla posizione delle candele e degli iniettori, e sopratutto dall'intensità della scintilla.*

5°) *Dalla composizione del combustibile.*

L'umidità fa diminuire la velocità di propagazione della fiamma.

Il diagramma della fig. 124 indica l'andamento della pressione nell'interno del cilindro durante la combustione.

In esso si ha:

α = anticipo all'accensione;

ϑ = ritardo alla combustione: angolo che intercede fra l'inizio dell'accensione e l'inizio della combustione;

$\operatorname{tg}\gamma$ = gradiente di pressione durante la combustione: esso rappresenta l'aumento di pressione che si verifica durante lo spostamento di 1° dell'albero a gomiti.

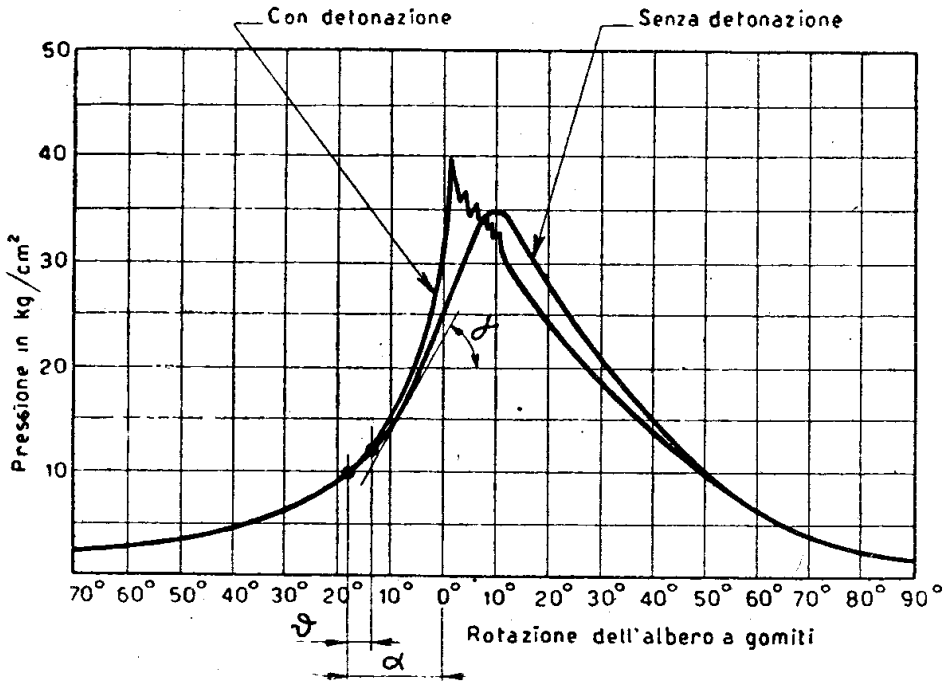


Fig. 124. – Variazione della pressione durante la combustione.

119. La preaccensione.

Quanto più grande è il ritardo all'inizio della combustione, tanto più forte risulta il gradiente di pressione.

Due sono i fenomeni principali che possono verificarsi nel caso di funzionamento non corretto: la **preaccensione** *o autoaccensione* e la **detonazione.**

La *preaccensione* si verifica quando l'accensione della miscela avviene prima dello scoccare della scintilla. Essa si produce quando qualche punto della superficie della camera di combustione, ad esempio la candela o la valvola di scarico, viene a sovrariscaldarsi per deficiente raffreddamento o per la presenza di depositi carboniosi divenuti incandescenti. Si ha allora una marcia irregolare e può verificarsi anche che, pur interrompendo il circuito elettrico di accensione, il motore, anzichè fermarsi, prosegua a funzionare in modo disordinato per autoaccensione. Le autoaccensioni possono essere evitate migliorando il raffreddamento della camera di combustione e curando che non si formino eccessivi depositi carboniosi.

120. La detonazione.

La *detonazione* è un fenomeno completamente diverso da quello della preaccensione anche se viene rivelato dallo stesso caratteristico *picchiare* o *battere* del motore. È stato provato sperimentalmente che questo rumore, che fa pensare come a colpi di martello nell'interno

della camera di combustione, è dato dalla vibrazione delle pareti della camera sotto il potentissimo urto di un'onda di pressione che si forma nel fluido attivo.

Quando scocca la scintilla il calore generato dal primo focolaio della combustione fa espandere una prima parte della miscela; la parte rimanente viene così compressa a tal punto da autoaccendersi e bruciare quasi istantaneamente dando luogo ad una specie di esplosione. In queste condizioni l'onda esplosiva che si forma genera un aumento anormale di pressione che ha conseguenze dannose su tutti gli organi del motore. Pare che il fenomeno sia innescato da particolari reazioni chimiche (formazione di perossidi durante la compressione).

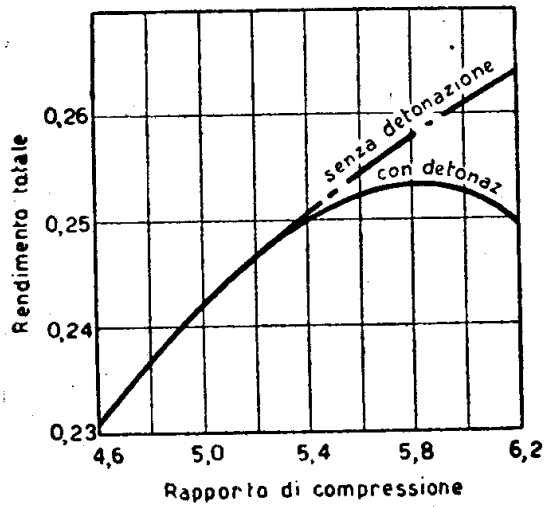


Fig. 125. – Effetto della detonazione sul rendimento.

La distinzione principale fra preaccensione e detonazione è data dal fatto che mentre la prima precede lo scoccare della scintilla, la seconda lo segue.

Evidentemente il funzionamento prolungato in stato di detonazione può anche condurre a preaccensioni; infatti in un motore correttamente raffreddato lo stato di detonazione produce una combustione irregolare che può causare il riscaldamento eccessivo di determinati punti e avere le stesse conseguenze di una refrigerazione insufficiente.

La detonazione è accompagnata quasi sempre da un eccessivo ritardo all'avviamento della combustione e da una incompleta combustione: in altre parole il prodursi dell'onda esplosiva disturba il procedere della combustione regolare per cui si accresce il tenore in CO nei gas di scarico.

Oltre che una diminuzione del rendimento (fig. 125), la detonazione produce altri effetti particolarmente gravi come pressioni irregolari (v. fig. 124) e surriscaldamenti di talune parti, tali da produrre la loro distruzione (fusione del fondo degli stantuffi, bruciatura della valvola di scarico, incollamento degli anelli per cokerizzazione dell'olio lubrificante, ecc.).

Il regime di detonazione è influenzato dal rapporto di compressione, dalla natura del combustibile, dalla temperatura della camera, dalla dosatura della miscela, dalla temperatura esterna, dalla velocità del motore, dal disegno e dal diametro del cilindro; grande influenza hanno la forma della camera di combustione e la posizione della candela in relazione a quella della valvola di scarico.

Fra tutti i fattori che limitano la potenza e il rendimento dei mo-

tori ad accensione elettrica utilizzanti combustibili liquidi leggeri la detonazione è il più importante.

Della misura della detonazione abbiamo già parlato a proposito dei combustibili.

121. Forma della camera di combustione; sistemazione delle valvole e delle candele.

La forma della camera di combustione e la disposizione delle valvole e delle candele hanno grande influenza sullo svolgimento della combustione e perciò sul rendimento termico.

È chiaro che per ottenere i migliori risultati è necessario ridurre quanto più è possibile le distanze fra la scintilla ed i punti più lontani della camera (cioè il percorso della fiamma), ed ottenere la minima dispersione di calore (per elevare η_t) riducendo al minimo il rapporto fra la superficie ed il volume della camera stessa.

In base a ciò ed al complesso delle esperienze eseguite su diversi tipi di camere si possono trarre alcune leggi di carattere generale. La migliore camera di combustione è quella che:

1°) a parità di volume offre alla fiamma il minimo percorso dagli elettrodi della candela al punto più distante della camera stessa;

2°) che presenta il minimo rapporto $\frac{\text{superficie}}{\text{volume}}$;

3°) che consente un buon raffreddamento delle candele, delle valvole e delle loro sedi;

4°) che permette una disposizione ed un proporzionamento degli organi di immissione, tali da fornire il miglior rendimento volumetrico.

La forma teorica perfetta sarebbe quella sferica con accensione al centro, ma essa è irrealizzabile per ragioni costruttive. Le disposizioni realizzate finora sono rappresentate nella fig. 126 e sono qui di seguito elencate in ordine decrescente di efficienza:

a) **Camera emisferica** con 2 oppure con 4 valvole in testa inclinate. Presenta il vantaggio di avere il minimo rapporto $\frac{\text{superficie}}{\text{volume}}$ e di permettere la sistemazione della candela in posizione centrale o quasi centrale. Un altro vantaggio, sentito sopratutto nei piccoli motori, è quello di poter adottare per le valvole il diametro più grande possibile onde ottenere elevate potenze specifiche.

Indicando con D il diametro del cilindro si ha:

Massimo percorso della scintilla	$l = 0{,}7\ D$
Volume della camera di combustione ...	$V = \frac{\pi D^3}{12}$
Superficie della camera	$S = 0{,}75\ \pi\ D^2$
Rapporto $\frac{\text{superficie}}{\text{volume}}$	$x = \frac{9}{D}$

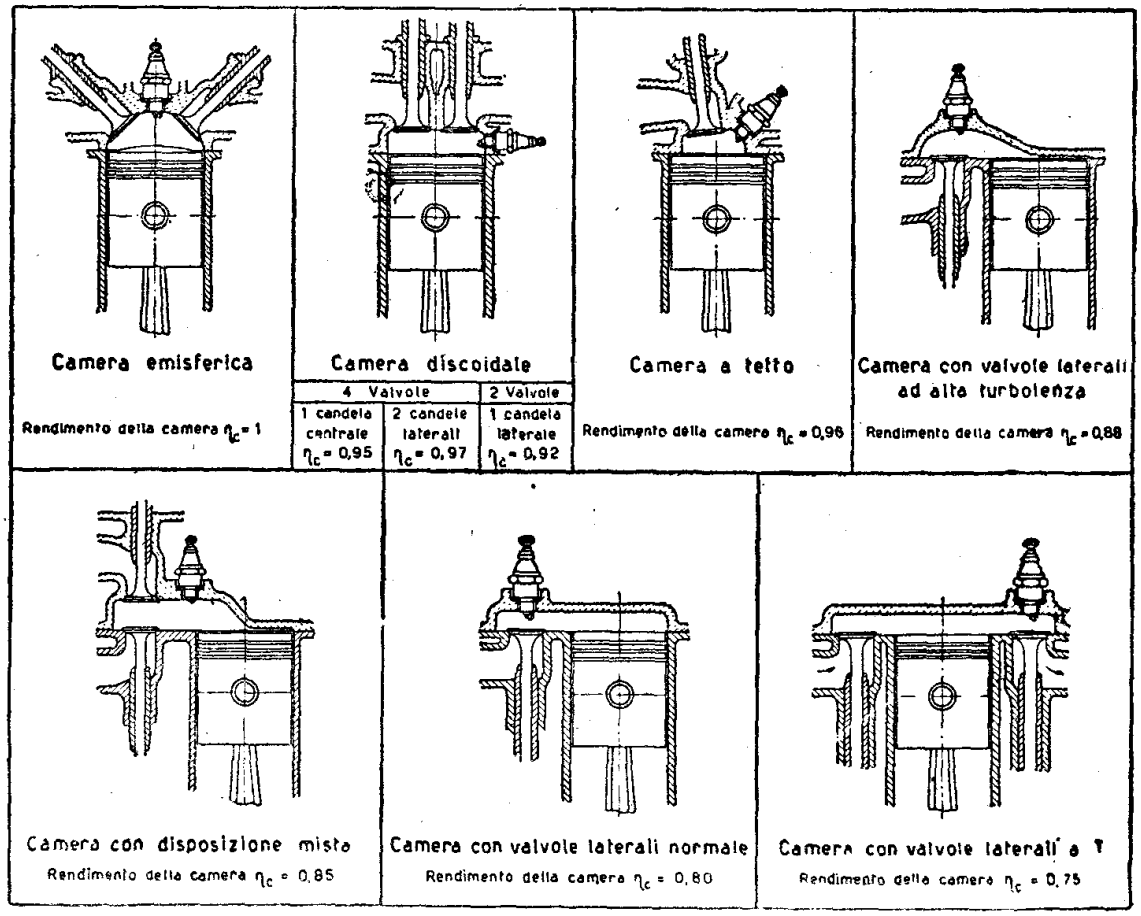


Fig. 126. – Confronto fra varie camere di combustione.

b) **Camera discoidale** con 2 oppure con 4 valvole in testa aventi l'asse verticale. Le valvole sono più facilmente comandabili che nel caso precedente, ma riescono di minor diametro.

Raramente è possibile sistemare la candela in posizione centrale; essa deve, per ragioni di spazio, essere sistemata sulla superficie laterale del cilindro; spesso si applicano 2 candele diametralmente opposte (disposizione tipica dei motori d'aviazione raffreddati ad acqua).

Per avere lo stesso rapporto di compressione della corrispondente camera emisferica l'altezza della camera di combustione (di diametro D = al diametro del cilindro) deve essere uguale a $D/3$; per confronto si ha allora:

	Accens. sempl. Accens. doppia
Massimo percorso della scintilla	$l = D \; ; \; l = 0,7\, D$
Volume della camera	$V = \dfrac{\pi D^3}{12}$
Superficie della camera	$S = 0,833\, \pi\, D^2$
Rapporto $\dfrac{\text{superficie}}{\text{volume}}$	$x = \dfrac{10}{D}$

Per i rimanenti tipi di camere i dati corrispondenti non verranno indicati perchè meno evidenti.

c) **Camera a tetto.** Per semplificazione costruttiva spesso si impiegano 2 sole valvole verticali o lievemente inclinate: l'accensione può essere portata in posizione abbastanza centrale ed il raffreddamento della candela è agevole.

Spesso nei motori piccoli occorre espandere la testa rispetto al diametro del cilindro per poter sistemare valvole sufficientemente grandi.

d) **Camera con valvole laterali ad alta turbolenza** (detta tipo Ricardo). In questo tipo lo strozzamento in corrispondenza del passaggio fra il cilindro vero e proprio e la camera di combustione crea nel fluido, durante la fase di compressione, una forte *turbolenza* che permette di elevare il rapporto di compressione senza incorrere troppo presto nel pericolo della detonazione.

La turbolenza ha particolare importanza per le camere con valvole laterali poichè rappresenta un correttivo che serve a propagare la combustione nei punti lontani in cui questa tarda ad arrivare.

e) **Camera con disposizione mista delle valvole.** Generalmente la valvola di aspirazione è sistemata in testa al cilindro mentre quella di scarico è posta lateralmente. Questa disposizione permette l'adozione di valvole di grande diametro.

f) **Camera a valvole laterali normale con forma a L e Camera a valvole laterali con forma a T.** Queste due forme erano usate nei primordi della costruzione del motore d'automobile e sono ora abbandonate.

Presa come base la camera emisferica, definiamo come *rendimento di una camera di combustione* η_c il rapporto fra la pressione media effettiva con essa ricavabile e la pressione media effettiva ricavabile dalla camera base ($\eta_c = 1$) a parità di combustibile. Usando lo stesso combustibile e variando il rapporto di compressione fino al limite della detonazione, è risultato che le forme migliori tollerano un rapporto di compressione maggiore, il che conduce per due vie ad accrescerne il rendimento.

Nella fig. 126 è riportato per ogni tipo il valore del rendimento della camera relativo al massimo rapporto di compressione ammissibile per ognuna di esse.

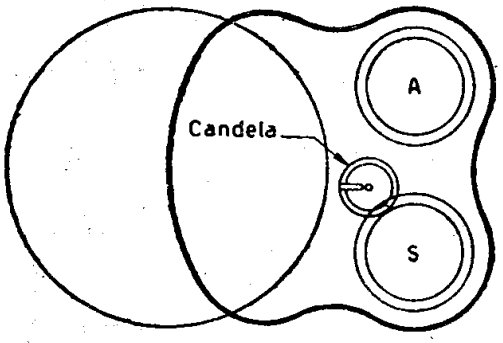


Fig. 127. – Buona posizione della candela in una testa a valvole laterali.

Un fattore che ha molta influenza sulla detonazione, perchè influisce sulla velocità di propagazione della fiamma, è anche la *posizione della candela* in relazione a quella della valvola di scarico. Per ottenere i migliori risultati, che si compendiano in una maggiore dolcezza di funzionamento, è necessario disporre la candela più vicina alla valvola di scarico che non a quella di aspirazione; la fig. 127 dà approssimativamente, in pianta, la posizione più adatta per un motore a valvole laterali.

CAPITOLO SECONDO

ALIMENTAZIONE E FORMAZIONE DELLA MISCELA COMBUSTIBILE

122. Premesse.

Sebbene l'alimentazione per iniezione trovi applicazione anche nei motori ad accensione per scintilla, e in particolare nei motori d'aviazione, essa resta sempre la caratteristica essenziale dei motori ad accensione spontanea, e perciò ne rimandiamo la descrizione là dove tratteremo dei motori Diesel.

Nel presente capitolo tratteremo dunque solamente della carburazione che è applicata si può dire universalmente sui motori ad accensione per scintilla usati sugli autoveicoli.

Depurazione dell'aria. — Nell'alimentazione dei motori a carburazione si distinguono le seguenti fasi successive:

1°) *Alimentazione del carburante*: adduzione del combustibile dal serbatoio al carburatore, cioè all'organo nel quale viene formata la miscela con l'aria necessaria alla combustione.

2°) *Carburazione*: dosatura e nebulizzazione del combustibile; formazione ed erogazione della miscela combustibile.

3°) *Alimentazione dei cilindri*: adduzione della miscela dal carburatore alle camere di combustione per mezzo dei *condotti d'immissione*.

Tratteremo nell'ordine queste tre fasi e descriveremo inoltre alcuni speciali sistemi di alimentazione dei motori a carburazione (alimentazione a gas).

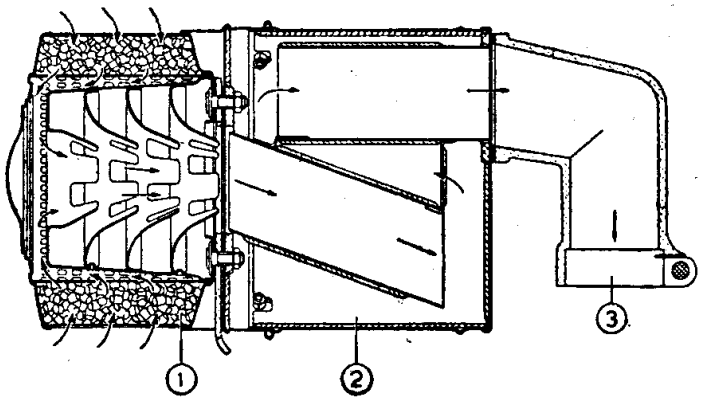


Fig. 128. – Filtro aria con silenziatore.

1, Filtro ad anellini. – 2, Camera del silenziatore. – 3, Raccordo di collegamento al carburatore.

Poco vi è da dire *sull'adduzione dell'aria* per motori normali; sono intuitivi i vantaggi derivanti dal fornire aria esente da impurità (polvere, sabbia, ecc.) per cui vengono usati appositi *filtri* applicati sulla

presa del carburatore. I tipi di filtri ormai generalizzati sono quelli ad *elementi filtranti metallici* (anellini di alluminio, paglia di rame, reti metalliche (fig. 128), e quelli a *feltro*; nelle regioni desertiche è necessario usare

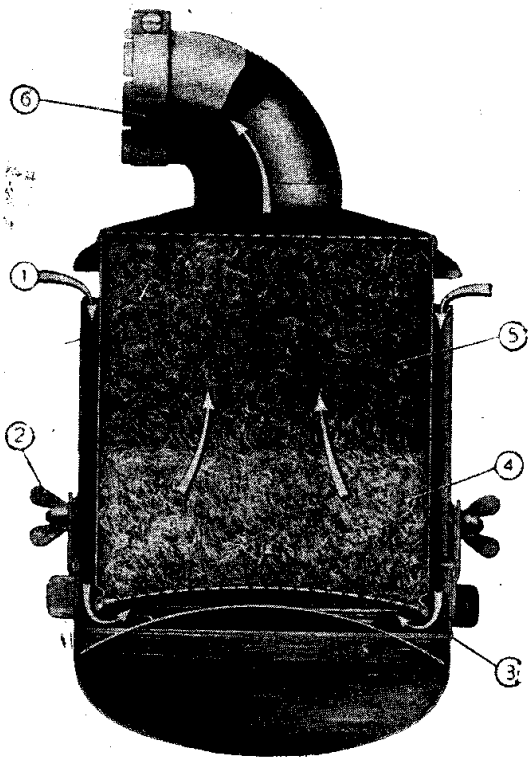


Fig. 129. – Filtro aria ad olio.

1, Entrata dell'aria. – 2, Dado di fissaggio della vaschetta dell'olio. – 3, Livello dell'olio nella vaschetta. – 4, Massa filtrante di paglia metallica. – 5, Massa filtrante di crine animale. – 6, Fascetta di collegamento al carburatore.

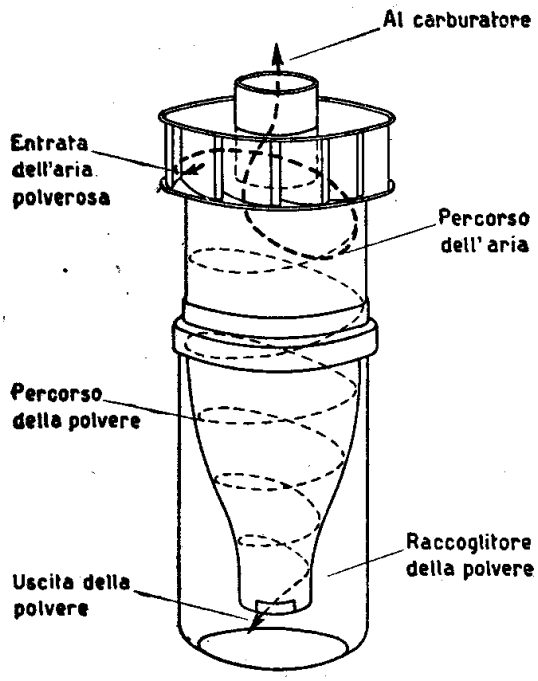


Fig. 130. – Filtro aria del tipo a ciclone.

filtri ad olio (fig. 129) *a panno* oppure *ad azione centrifuga* (figura 130) che sono più efficienti.

I filtri per motori di autovetture sono generalmente conglobati con un dispositivo che serve ad eliminare il sibilo o il rombo causato dall'aspirazione: sono perciò chiamati *filtri-silenziatori* (fig. 128).

123. Adduzione del combustibile.

A seconda dell'applicazione del motore e della posizione del serbatoio del combustibile, l'alimentazione del carburatore, ottenuta in genere mediante tubazioni di rame o di acciaio stagnato, può effettuarsi secondo i tre sistemi che qui descriviamo.

1°) *Alimentazione per caduta* (*a gravità*). È applicata in genere solo in motociclismo e su piccole autovetture utilitarie. Il serbatoio deve essere posto più in alto del carburatore e in posizione tale che, con il veicolo disposto sulla massima pendenza superabile prevista, sia ancora garantita una prevalenza sufficiente a vincere le resistenze presentate dalla tubazione. Il principio di funzionamento è evidente e la realizzazione semplicissima: basta una corta tubazione di raccordo

fra serbatoio e carburatore; all'uscita dal serbatoio è applicato un rubinetto; il serbatoio porta nella parte più elevata un foro che permette all'aria esterna di entrare e perciò al carburante di effluire.

Tra gli appunti che si possono muovere a questo sistema notiamo:

— La possibilità di evaporazione delle parti più volatili del carburante a causa del calore cui è sottoposto il serbatoio quando è addossato al motore (caso che si verifica in molte autovetture).

— La necessità di applicare un rubinetto che può essere causa di perdite.

— La possibilità di incendio in seguito a perdite dal serbatoio od a incidenti di strada.

Sopratutto a causa di quest'ultima ragione il sistema tende ad essere abbandonato in automobilismo.

2°) *Alimentazione a pressione.* È ormai generalizzata nell'autotrazione e nell'aeronautica; il carburante viene aspirato dal serbatoio a mezzo di una pompa ed inviato al carburatore. Il funzionamento non è vincolato alla posizione del serbatoio, non richiede l'applicazione di rubinetti ed è sufficientemente semplice e sicuro. I tipi di pompe più in uso sono quelle a *membrana* e quelle a *palette*; le *pompe a stantuffo* tendono ad essere abbandonate.

Le *pompe a membrana*, che vengono usate sopratutto nel campo dell'autotrazione, possono essere a membrana di tessuto speciale od a membrana metallica, con *comando meccanico* (tipo A. C.) azionate ge-

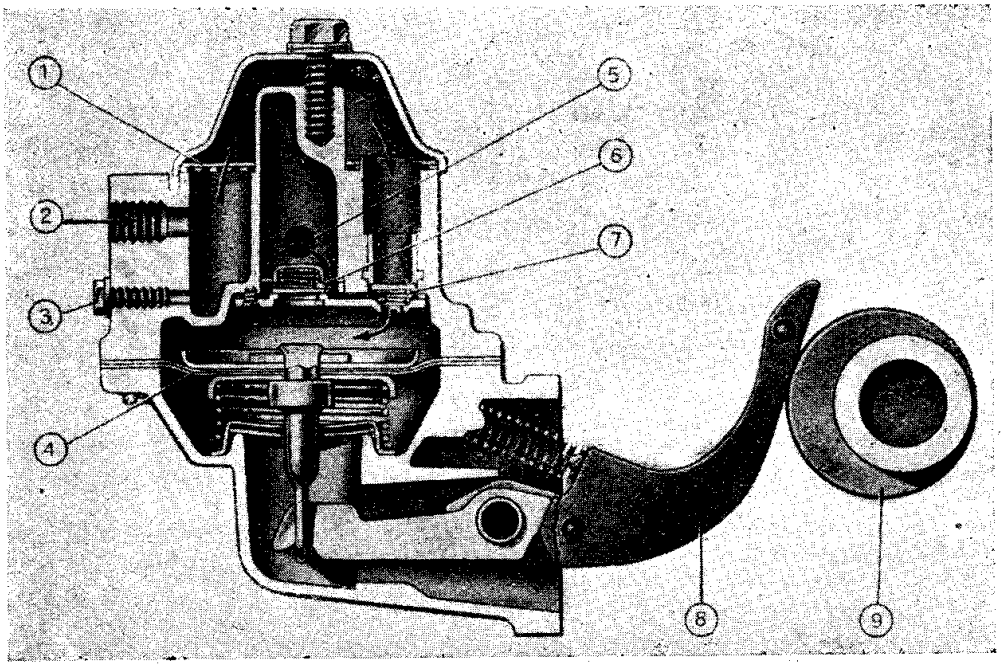


Fig. 131. – Pompa del combustibile.

1, Reticella filtro. – 2, Entrata benzina. – 3, Tappo di spurgo. – 4, Membrana. – 5, Uscita benzina. – 6, Valvolina di mandata. – 7, Valvola d'aspirazione. – 8, Leva di comando. – 9, Albero della distribuzione.

neralmente dall'albero degli eccentrici, oppure con *comando elettrico* (tipo Auto Flux) azionate per mezzo di un elettromagnete. La fig. 131 illustra una pompa a comando meccanico tipo A. C.

Le *pompe a palette* (a capsulismi) sono impiegate specialmente in aviazione.

Eventuali avarie, del resto rare, possono dipendere da imperfetta tenuta del sistema o da mancato adescamento della pompa dovuto allo svuotamento totale del serbatoio od all'evaporazione del carburante. Nelle pompe a membrana una forte elevazione di temperatura, dovuta all'elevata temperatura ambiente o ad anormale riscaldamento del motore, può causare formazione di bolle di vapore che interrompono l'alimentazione.

3°) *Alimentazione a depressione.* Questo sistema usato in passato è ormai quasi del tutto abbandonato. Il carburante era richiamato dal serbatoio a mezzo della depressione esistente nei condotti di aspirazione e inviato in un piccolo serbatoio sussidiario funzionante per gravità, che assicurava l'alimentazione anche in quei periodi in cui, trovandosi il motore a piena apertura, la depressione all'aspirazione era troppo debole.

124. Filtri del combustibile.

Per depurare il carburante da sedimenti o comunque da particelle solide estranee che potrebbero otturare i piccoli fori del carburatore, vengono normalmente inseriti dei filtri nel circuito, a monte della pompa di alimentazione. In automobilismo i filtri generalmente sono in numero di due:

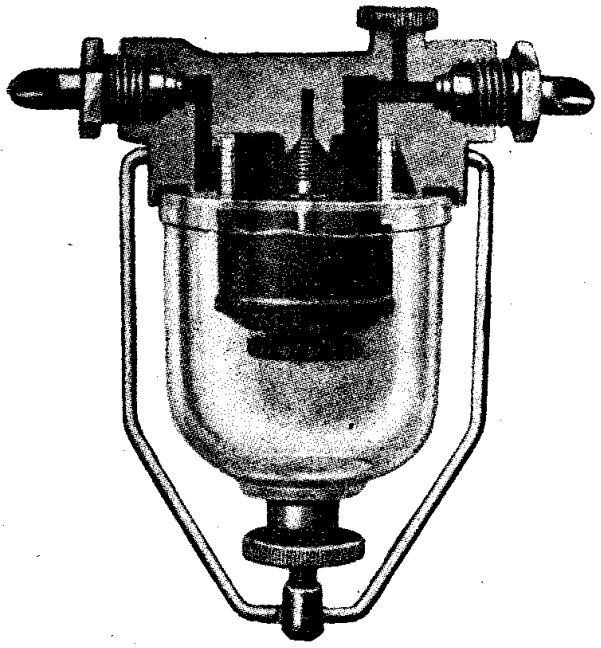


Fig. 132. – Filtro a bicchiere.

— uno, *a bicchiere* (fig. 132) che funziona secondo il principio della sedimentazione, per cui le sostanze estranee più pesanti si raccolgono alla base del bicchiere, e che è disposto in modo da poter essere agevolmente smontato e pulito;

— un altro, a reticella di rame o di ottone, che è posto in genere internamente a quello a bicchiere od alla pompa.

In aviazione sono usati filtri a rete posti a monte e a valle della pompa e nello stesso carburatore.

125. Principî della carburazione e tipi fondamentali di carburatori.

Compito del carburatore è quello di formare e di regolare la miscela aria-combustibile. Esso deve quindi *soddisfare alle seguenti condizioni*:

1°) *Che la miscela sia omogenea e stabile*: polverizzando finemente il combustibile questo viene a presentare una vasta superficie di contatto con l'aria aspirata e può evaporare più facilmente.

2°) *Che la dosatura* α *della miscela* (rapporto in peso combustibile/aria) *si mantenga costante* a tutti i regimi del motore, in modo da assicurare la necessaria rapidità e regolarità di combustione senza inutile spreco.

3°) *Che sia possibile la variazione della dosatura in circostanze particolari* (avviamento a freddo, ripresa, marcia economica, marcia di massima potenza, ecc.).

Un buon carburatore deve inoltre avere un funzionamento regolare e continuativo anche al variare del regine del motore; non deve risentire troppo gli effetti della variazione della qualità dei carburanti (variazioni di peso specifico, ecc.), della pressione atmosferica (al variare della quota d'impiego), e delle azioni dinamiche (curve o virate a forte velocità, pendenze o picchiate o impennate, urti, scosse, sobbalzi, ecc.).

In relazione al modo di formazione della miscela i carburatori possono essere:

a) *a superficie*, nei quali l'aria lambisce ampie superfici di carburante;

b) *a gorgogliamento*, nei quali l'aria attraversa la massa liquida del carburante;

c) *a getto*, nei quali l'aria investe uno zampillo di carburante e lo trascina con sè.

Le prime due classi non hanno più applicazioni per causa del loro ingombro, per la scarsa omogeneità della miscela e sopratutto per l'incostanza della dosatura; *tutti i carburatori attuali sono a getto* e quindi parleremo d'ora innanzi solo di questi.

126. Il carburatore elementare.

Nella sua forma più schematica (fig. 133) è costituito dalle seguenti parti:

a) *una vaschetta* V dove il carburante è mantenuto a livello costante;

b) *un diffusore* D a forma di tubo di Venturi;

c) *uno spruzzatore* S dal quale effluisce il carburante, richiamato dalla depressione che si genera nella sezione più stretta del Venturi;

d) *una valvola F* (generalmente a *farfalla*), posta a valle dello spruzzatore, che serve da organo di regolazione della quantità di miscela da introdurre nei cilindri.

La vaschetta a livello costante serve a mantenere il livello del combustibile circa all'altezza dello spruzzatore. Lo scopo è ottenuto mediante un galleggiante costruito con sottile lamiera di ottone, oppure con sughero verniciato, che agisce direttamente, o con un leveraggio intermedio, su di una valvola ad ago: la valvola si apre appena il livello si abbassa e lascia entrare nuovo carburante.

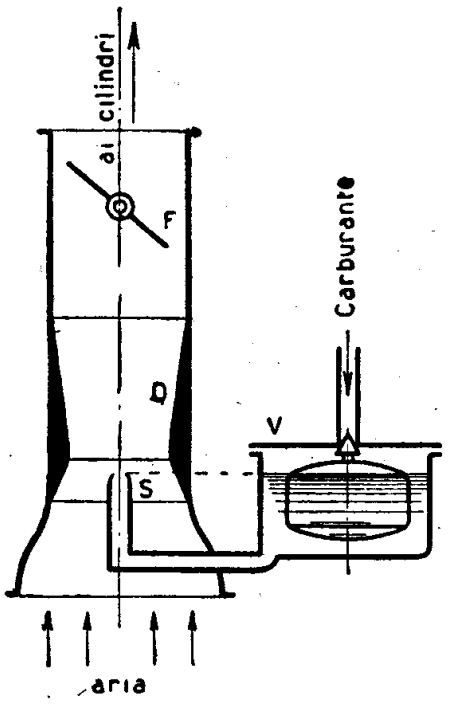


Fig. 133. – Carburatore elementare.

Questo sistema, che ha il pregio di essere assai semplice, qualche volta dà luogo ad irregolarità di funzionamento per difetto di tenuta della valvola ad ago e per la sensibilità del galleggiante alle azioni dinamiche. Per l'autotrazione la forma e la posizione del galleggiante nel carburatore, e del getto rispetto al galleggiante, sono scelti in modo che il livello in corrispondenza dello spruzzatore si mantenga corretto anche in salita e in curva.

Naturalmente il peso del galleggiante, per un dato carburatore, dipende dal peso specifico del combustibile usato.

Il *diffusore* serve a creare in corrispondenza dello spruzzatore la depressione necessaria per l'aspirazione del carburante.

Il diametro della sezione più stretta del Venturi è scelto in modo che a basso numero di giri la velocità dell'aria sia ancora sufficiente a richiamare carburante dal getto, e ad alto numero di giri non sia troppo forte per non abbassare eccessivamente il rendimento volumetrico e quindi la potenza. Il limite massimo della velocità media dell'aria (per corrente di aspirazione considerata uniforme) si aggira, nei motori a 4 e 6 cilindri, sui 120 m/s.

Dispositivi speciali per incrementare il grado di polverizzazione (diffusori multipli, corpi d'urto, griglie finissime, ecc.) sono generalmente inutili o dannosi perchè aumentano la resistenza al passaggio dell'aria.

La portata dello spruzzatore è determinata dal diametro del getto. Il *getto* è costituito generalmente da una piccola vite smontabile, fornita di un foro calibrato, posta nel condotto che porta il combustibile allo spruzzatore. Il diametro del foro chiamato *diametro del getto* è una delle dimensioni caratteristiche del carburatore ed è espresso in centesimi di mm (80/100, 125/100, ecc.). Variando il diametro del getto si può arricchire o impoverire la miscela e variare entro certi limiti le pre-

stazioni ed i consumi del motore, oppure permettere il funzionamento con carburanti aventi peso specifico e potere calorifico diverso dal normale (etanolo, benzolo, ecc.).

Hanno importanza la forma e l'accuratezza di esecuzione del getto influendo esse sul coefficiente di riduzione della portata. È buona norma che esso sia corto, con terminali possibilmente conici, a spigoli vivi, e che il foro sia accuratamente calibrato; inoltre deve essere facilmente smontabile per la pulizia.

La valvola per la regolazione della portata della miscela è, nella grande maggioranza dei casi, del tipo a *farfalla*; in qualche tipo di carburatore prende la forma di una saracinesca, di un maschio cilindrico, o di un piatto conico. La forma della valvola può avere importanza per assicurare la regolarità di funzionamento del motore durante le variazioni di regime.

I **difetti principali del carburatore elementare** sono i seguenti:

1°) la dosatura non è costante; il suo valore cresce al crescere del numero dei giri e della temperatura, ed al diminuire della pressione atmosferica;

2°) è difficile l'avviamento a freddo;

3°) è difficile la marcia al minimo;

4°) non è possibile una ripresa pronta ed energica;

5°) non è possibile variare le condizioni di marcia, per renderle più economiche.

Della sensibilità del carburatore alle azioni dinamiche si è già parlato; alcune altre osservazioni aggiungeremo a suo tempo per quanto riguarda le esigenze particolari dell'aviazione.

127. Come si ottiene la dosatura costante.

Il carburatore elementare a getto darebbe dosature costanti al variare del regime del motore se le leggi che governano l'efflusso dell'aria e del combustibile fossero identiche. La velocità W di efflusso è legata alla variazione di pressione (e cioè al carico H) ed al peso specifico γ secondo la relazione:

$$W = \beta \sqrt{\frac{2\,g\,H}{\gamma}},$$

dove β è il coefficiente di riduzione della velocità. Ora questo, che è praticamente costante per l'efflusso dell'aria, è variabile per il carburante in modo che *la miscela tende ad arricchirsi all'aumentare del numero dei giri*, con spreco di carburante.

Per ovviare a tale inconveniente sono stati escogitati diversi dispositivi in base ai quali si distinguono i tre tipi più caratteristici di carburatori a getto.

1°) **Carburatore a getto compensatore (Zenith).** L'azione del getto principale *P*, regolato per la giusta dosatura al massimo numero di giri, è corretta per mezzo di un getto secondario o compensatore *C* che arricchisce la miscela ai bassi regimi.

In fig. 134 è messo in evidenza il funzionamento di questo carburatore: il getto compensatore è alimentato per gravità e, per la presenza della vaschetta di ripresa *R*, non è influenzato dalla depressione esistente in corrispondenza del diffusore. Nella fig. 135 la curva *b* rappresenta le variazioni di dosatura (espressa in %) dovute al getto principale, la *c* quelle del compensatore e la *a* quelle della dosatura risultante.

2°) **Carburatore ad aria supplementare (Krebs-Pallas).** La miscela, dosata per i bassi regimi, viene impoverita agli alti mediante aria aspirata da una luce collocata a valle del diffusore (fig. 136) e comandata automaticamente dalla stessa depressione prodotta dall'aspirazione (Krebs). Il sistema dà luogo ad inconvenienti per il moto di alcuni organi (molle, valvole, ecc.) ed è stato utilmente sostituito dalla soluzione Pallas in cui si ha un *getto d'aria correttore* oltre al normale getto principale di carburante.

3°) **Carburatore ad aria antagonista (Solex).** La miscela, anche qui dosata per i bassi regimi, è impoverita agli alti mediante aria che, richiamata dalla stessa depressione, agisce in *antagonismo al combustibile* (fig. 137). Quest'aria, con un

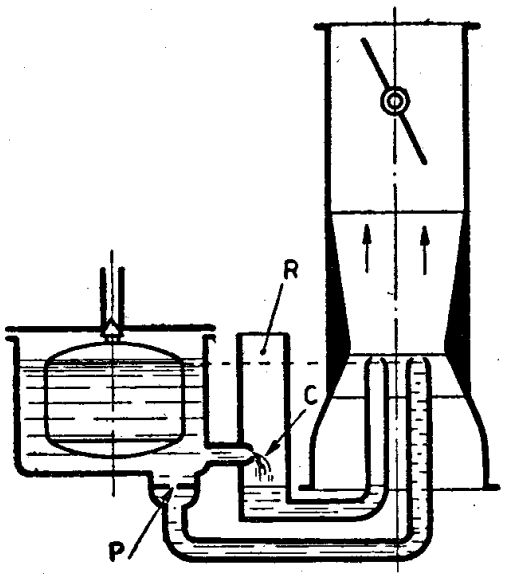


Fig. 134. – Carburatore a getto compensatore (Zenith).

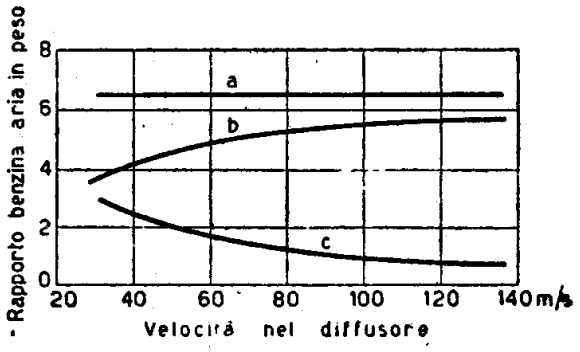


Fig. 135. – Dosatura del carburatore con getto compensatore.

dispositivo speciale, può essere finemente suddivisa per formare col carburante un'emulsione che migliora la formazione della miscela. Il dispositivo, detto *emulsionatore*, utilizzato talvolta nei carburatori per autotrazione, è generalizzato in quelli per aviazione.

L'incostanza della miscela al variare della temperatura e della pressione riguarda essenzialmente le applicazioni aeronautiche e di questo parleremo in seguito.

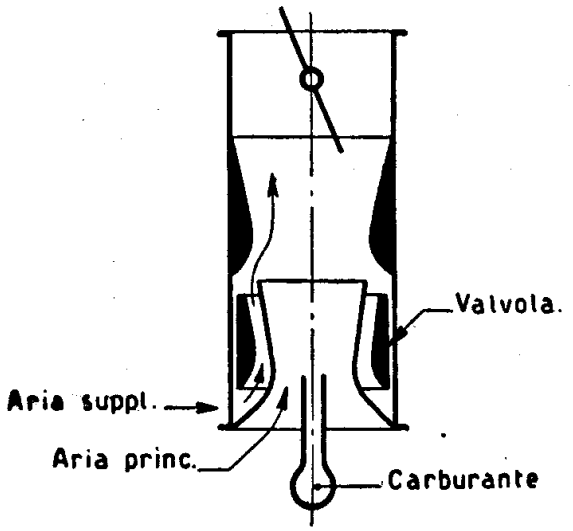


Fig. 136. - Carburatore ad aria supplementare (Krebs-Pallas).

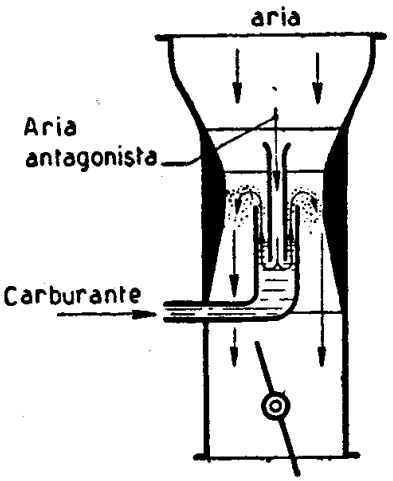


Fig. 137. - Carburatore ad aria antagonista (Solex).

128. Avviamento a freddo e marcia al minimo.

All'avviamento il carburatore deve fornire una miscela molto ricca per sopperire alle condensazioni che con facilità si formano sulle pareti fredde dei condotti e dei cilindri.

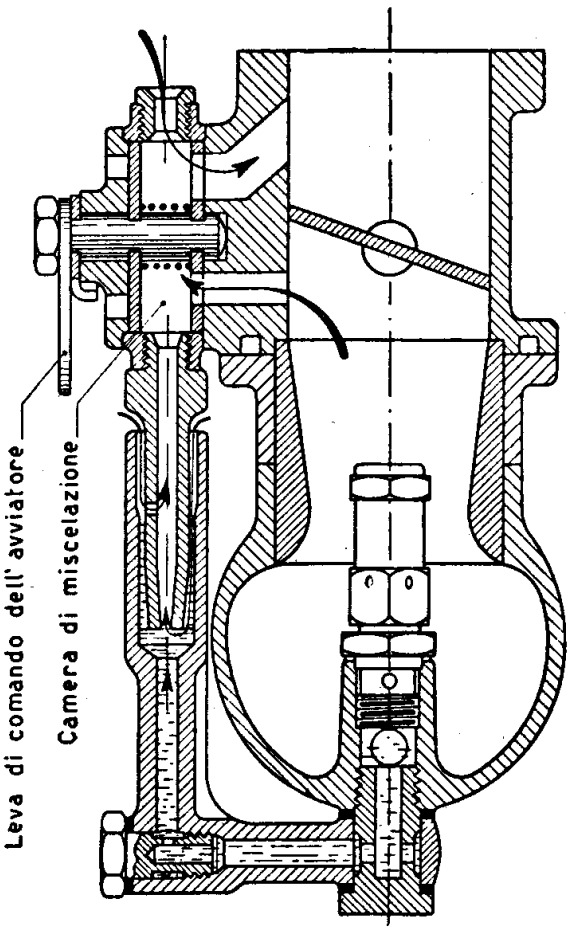


Fig. 138. - Dispositivo di avviamento del carburatore Solex.

Il vecchio accorgimento di alzare il livello del carburante nella vaschetta muovendo il galleggiante dalla sua posizione di chiusura (*tirare la benzina*), è stato in generale abbandonato perchè provoca spreco di carburante e pericolo di incendio; la stessa cosa dicasi nel campo automobilistico per l'iniezione di carburante nel cilindro o nei condotti d'aspirazione a mezzo di una piccola pompa a mano.

Un sistema, più recente, è quello a *farfalla supplementare per l'avviamento*, disposta prima del getto; per mezzo di questa, parzializzando il condotto dell'aria, si sottopone il getto ad una forte depressione che fa zampillare una abbondante quantità di carburante.

Detti dispositivi, se male usati, possono fare *ingolfare* il motore (cioè formare miscele troppo grasse che non si accendono) e causare, con l'entrata del carburante liquido nei cilindri, il così detto lavaggio delle canne e la diluizione dell'olio lubrificante.

Il sistema più moderno è quello dell'*avviatore* (o starter) che consiste in una specie di carburatorino, posto in derivazione, il quale viene messo in condizioni di funzionare, all'atto dell'avviamento, da un comando a mano, oppure, automaticamente, da una molla bimetallica sensibile alle variazioni di temperatura del motore. Tale avviatore agisce sotto l'azione della forte depressione che in esso si verifica a farfalla chiusa (fig. 138).

Anche per la *marcia al minimo* è necessario che il carburatore fornisca miscela ricca perchè, a causa della bassa velocità del gas, è favorita la condensazione del carburante nei condotti. È da tener conto inoltre che il getto principale dà scarsa portata e la velocità dell'aria è troppo bassa per poter trascinare con sè il carburante.

Essendo la valvola a farfalla quasi completamente chiusa si ha, a valle di essa, una forte depressione che è sfruttata per aspirare il carburante da un apposito getto (*getto del minimo*) oppure da una derivazione del getto principale.

La regolazione della dosatura del minimo, oltre che con la scelta del diametro dell'apposito getto, viene fatta con una vite di regolazione dell'aria.

129. Dispositivi per la ripresa. Economizzatori.

Anche per le riprese, che si ottengono con rapide aperture della farfalla a mezzo del pedale o della manetta dell'acceleratore, si deve avere una erogazione supplementare di carburante. Durante queste manovre si ha infatti nei canali un brusco aumento di pressione (da circa 0,3 a circa 0,9 kg/cm^2) che ostacola l'evaporazione; inoltre, data la bassa velocità iniziale dell'aria e la resistenza dovuta all'inerzia del carburante, l'aumento di portata richiesto al getto principale avviene con un certo ritardo.

Senza un adeguato arricchimento della miscela il motore raggiungerebbe il regime voluto assai lentamente o tenderebbe addirittura a fermarsi. Si provvede perciò in due modi:

1°) *Immagazzinando del combustibile* nel canale del getto principale o nello spruzzatore principale (Solex-Pallas) oppure anche nella vaschetta del getto compensatore (Zenith) in modo che possa facilmente effluire con l'aumentare della velocità dell'aria nel diffusore.

2°) Con una *pompetta di ripresa.* Questa, usata specialmente per motori a molti cilindri, pompa carburante attraverso un getto particolare o genera una pressione nella vaschetta favorendo l'erogazione dal getto principale.

La pompa per la ripresa è comandata con la farfalla, ma agisce solo per rapidi movimenti di questa. Il suo impiego può portare a consumo eccessivo in caso di frequenti rapide riprese, come nel traffico cittadino.

La dosatura per il regime di massima economia non coincide con la dosatura per il regime di massima potenza.

La regolazione del carburatore è fatta normalmente per questo regime allo scopo di avere prestazioni più brillanti, ma in molti casi è necessario poterla rendere più economica. I dispositivi usati a questo scopo, chiamati *economizzatori*, possono sfruttare il principio dell'*aria supplementare* oppure sono costituiti da *parzializzatori della sezione del getto* (mediante punte coniche), o praticano una diminuzione della depressione agente sul getto principale. Gli economizzatori sono generalmente comandati a mano.

130. Tipi fondamentali di carburatori. Dimensionamento.

I carburatori a getto, oltre che per i criteri costruttivi con cui viene ottenuta la costanza della dosatura, possono venire distinti a seconda della direzione dell'asse del diffusore e dello spruzzatore; si ha così la seguente classificazione molto usata in pratica (fig. 139):

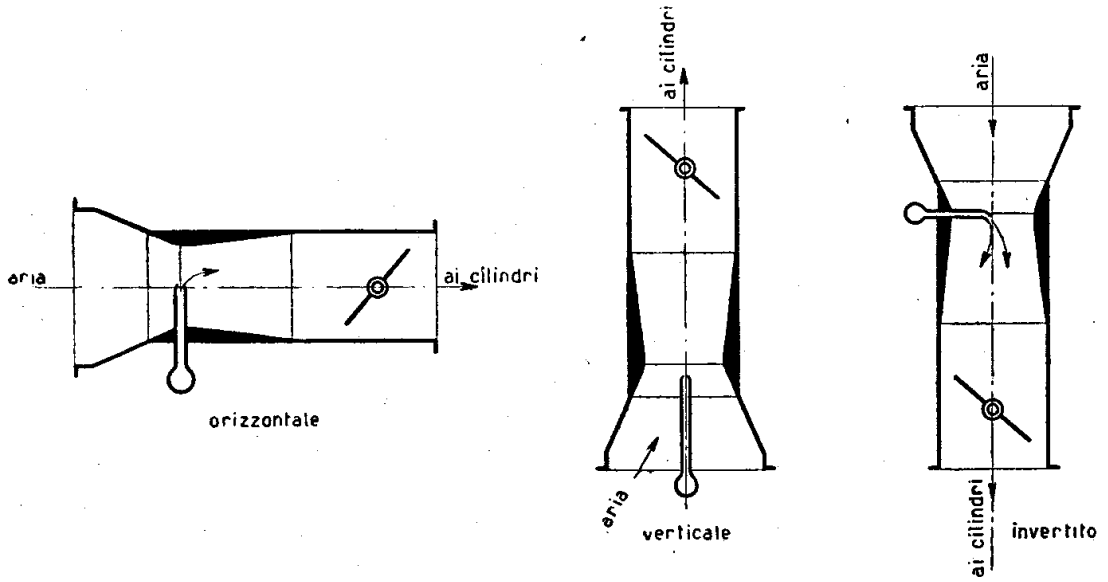


Fig. 139. – Tipi di carburatori.

a) *Carburatori orizzontali*: corrente d'aria orizzontale, a 90° con l'asse dello spruzzatore;

b) *Carburatori verticali*: corrente d'aria verticale coassiale con lo spruzzatore rivolto verso l'alto;

c) *Carburatori invertiti*: corrente d'aria verticale coassiale con lo spruzzatore rivolto verso il basso.

Il carburatore invertito è attualmente in favore per il fatto che il passaggio dell'aria e del combustibile è favorito dalla gravità ed è possibile ottenere una miscela più omogenea con un riscaldamento del condotto poco spinto (e quindi con un rendimento volumetrico più elevato). L'unico appunto che si può fare a questo tipo di carburatore riguarda la maggior facilità di ingolfamento e di lavaggio dei cilindri durante l'avviamento.

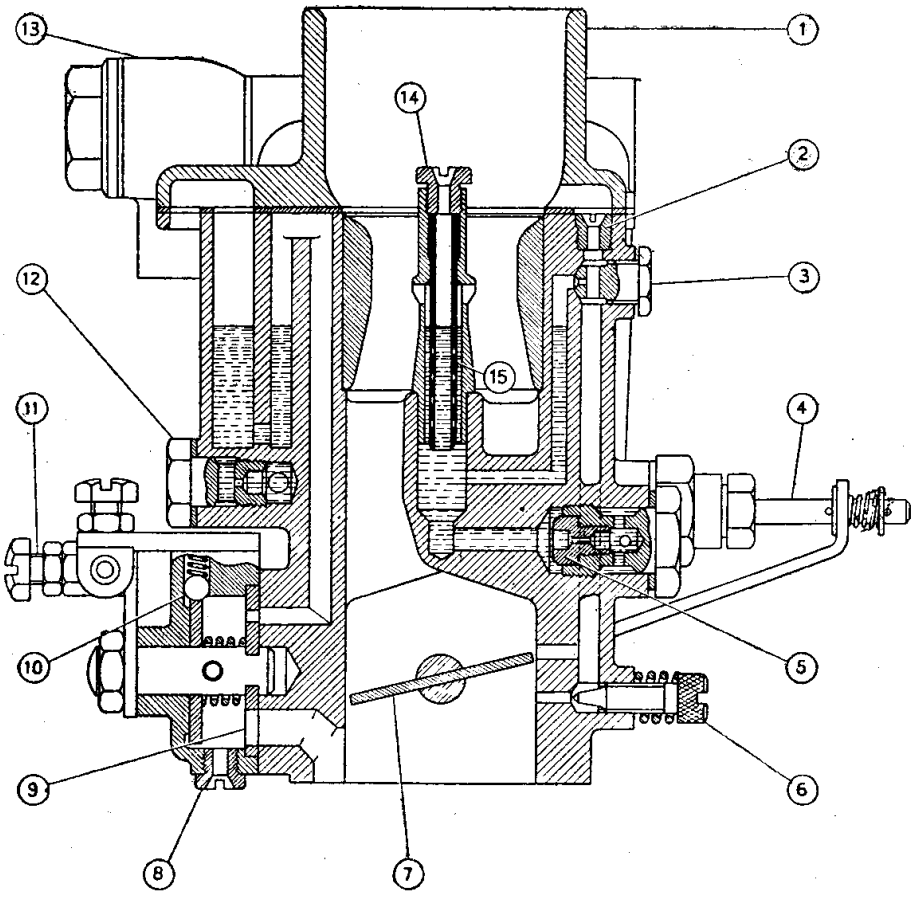


Fig. 140. – Sezione del carburatore Solex 30 FIA.

1, Imboccatura per filtro d'aria. – 2, Presa d'aria supplementare per la marcia lenta. – 3, Spruzzatore piccolo. – 4, Comando dell'economizzatore. – 5, Spruzzatore principale. – 6, Vite di dosatura miscela per la marcia lenta. – 7, Farfalla d'accelerazione. – 8, Ugello per presa d'aria supplementare del dispositivo d'avviamento. – 9, Otturatore del dispositivo d'avviamento. – 10, Sfera d'arresto in posizione del dispositivo d'avviamento. – 11, Vite di fissaggio del tirante di comando del dispositivo. – 12, Ugello del dispositivo d'avviamento. – 13, Raccordo d'arrivo benzina al carburatore. – 14, Ugello dell'emulsionatore. – 15, Tubo di emulsione.

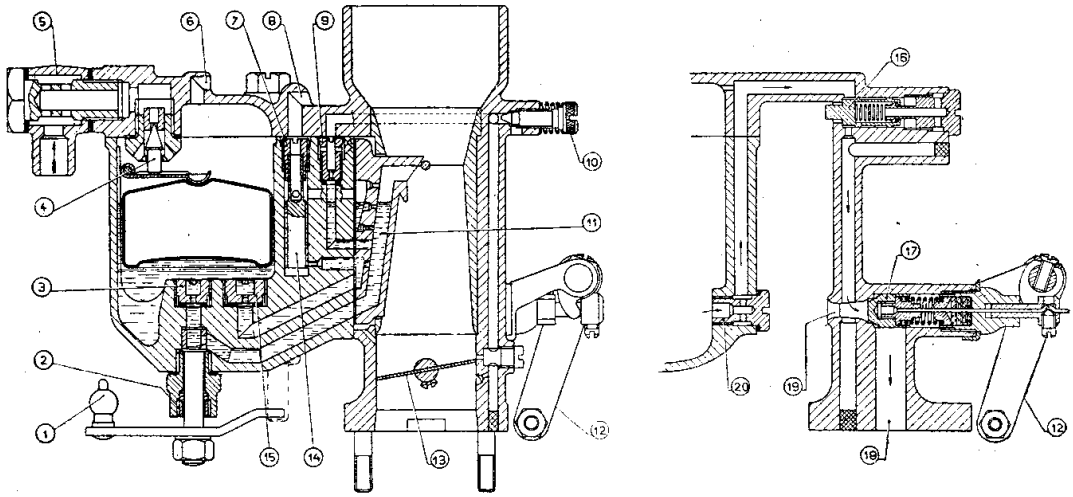


Fig. 141. – Sezioni del carburatore Zenith 30 VIMF.

1, Leva comando economizzatore. – 2, Premiguarnizione di tenuta. – 3, Ugello principale. – 4, Spina del galleggiante. – 5, Raccordo d'arrivo benzina. – 6, Presa d'aria della vaschetta. – 7, Ugello di presa d'aria del pozzetto. – 8, Presa d'aria del pozzetto. – 9, Spruzzatore piccolo per la marcia lenta. – 10, Vite di regolazione presa d'aria per la marcia lenta. – 11, Gruppo emulsionatore e spruzzatore principale. – 12, Levetta di comando del dispositivo d'avviamento. – 13, Farfalla d'accelerazione. – 14, Pozzetto. – 15, Ugello compensatore. – 16, Valvolina di presa d'aria supplementare per l'avviamento. – 17, Valvola di regolazione passaggio miscela per l'avviamento. – 18, Canale di passaggio miscela. – 19, Presa d'aria d'avviamento. – 20 Ugello del dispositivo d'avviamento.

Un carburatore è caratterizzato dalla dimensione del diametro interno della flangia di attacco al motore. L'unificazione germanica comprende i diametri seguenti:

22–26–30–35–40–45–50–60 (mm).

I valori normalmente usati in Italia per autovetture sono i seguenti:

22–26–30–36–42.

Per un calcolo approssimato di questa dimensione può servire la formula:

$$D = 0{,}4\sqrt{\frac{V \cdot n}{K}} \qquad \text{in mm,}$$

dove V è la cilindrata in litri, n il numero massimo di giri e K il numero dei corpi (canali di aspirazione provvisti di diffusore) del carburatore.

Per il diametro del diffusore (nella sezione ristretta) e del getto principale, per quanto esistano semplici ed ovvie relazioni di proporzionalità fra la velocità ed i quadrati dei diametri, la determinazione dei valori più opportuni richiede una lunga pratica ed esperienza.

La costruzione dei carburatori è prerogativa di poche Case specializzate. In fig. 140 e 141 sono rappresentati un carburatore Solex ed uno Zenith per motore da autovettura, e in fig. 142 uno per motocicletta.

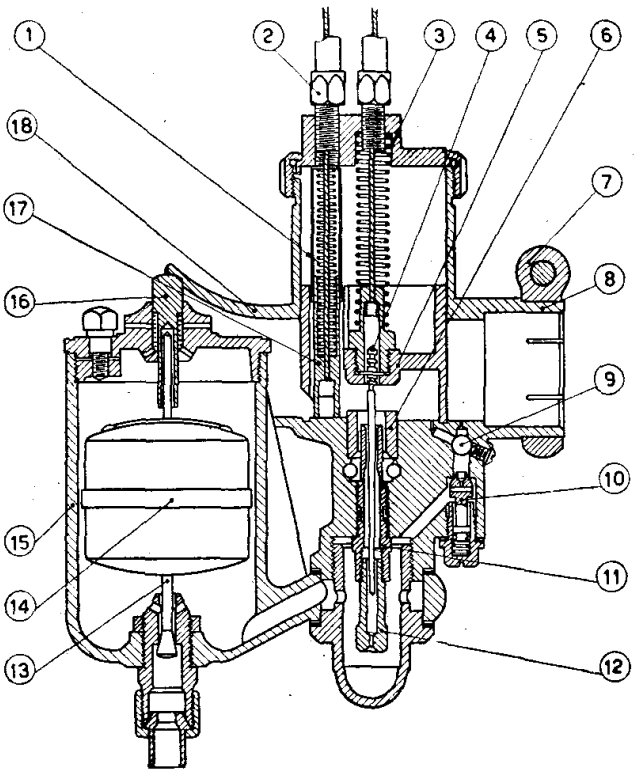


Fig. 142 – Sezione del carburatore da motociclo Dell'Orto.

1, Molla del comando dell'aria. – 2, Vite di registro dell'aria. – 3, Molla del comando dell'acceleratore. – 4, Spina dell'acceleratore. – 5, Valvola a cassetto dell'acceleratore. – 6, Mescolatore. – 7, Morsetto a collare per l'attacco al motore. – 8, Manicotto d'attacco al motore. – 9, Presa d'aria per il minimo. – 10, Getto del minimo. – 11, Polverizzatore del massimo. – 12, Getto del massimo. – 13, Valvola del galleggiante. – 14, Galleggiante. – 15, Vaschetta. – 16, Bottoncino agitatore del galleggiante. – 17, Valvola a cassetto dell'aria. – 18, Tromba d'aspirazione.

131. Carburatori speciali.

Sotto questa denominazione vanno compresi i carburatori atti a miscelare con aria combustibili liquidi di caratteristiche fisiche e chimiche diverse da quelle dei carburanti di impiego comune, e cioè i carburatori per petrolio, nafta ed alcole. Non comprendiamo invece in questa categoria i dispositivi usati per i combustibili gassosi (metano, butano, ecc.) e per quelli solidi gassificati (gassogeno) che tratteremo più avanti (vedi alimentazione a gas).

Le differenze costruttive e di funzionamento dei carburatori speciali derivano dalle differenze esistenti fra le caratteristiche dei combustibili usati e quelle dei carburanti normali; fra queste le principali sono *il maggiore calore latente di evaporazione e la volatilità ridotta.*

Le elevate calorie di evaporazione ostacolano la formazione di una miscela combustibile omogenea e stabile, a causa dell'abbassamento di temperatura durante l'evaporazione; inoltre, essendo le curve di distillazione spostate verso le alte temperature, sono necessarie temperature notevolmente maggiori per ottenere una buona evaporazione.

Ne deriva la necessità di riscaldare fortemente il carburatore ed i condotti di immissione e di curare maggiormente la nebulizzazione del combustibile. Però anche con questi accorgimenti il funzionamento non è soddisfacente in tutte le circostanze in cui è in gioco la volatilità del combustibile; infatti l'avviamento è praticamente irrealizzabile ed il funzionamento a regime variabile e ad alte velocità è fortemente ostacolato. Queste ragioni limitano il campo di utilizzazione dei combustibili a bassa volatilità; attualmente il solo petrolio è ancora usato in motori a carburazione per motocultura.

Un carburatore a petrolio si distingue per esser dotato di due dispositivi speciali:

a) il *dispositivo di avviamento*;

b) il *dispositivo di riscaldamento e di regolazione del riscaldamento.*

L'avviamento viene in genere effettuato a benzina e perciò il carburatore è provvisto di 2 spruzzatori, uno per la benzina ed uno per il petrolio, oppure di un unico spruzzatore con rubinetto a doppio via. Per il riscaldamento, la camera di carburazione ed i condotti d'immissione sono circondati da una camera in cui passano i gas di scarico. Durante i primi minuti di funzionamento l'alimentazione è dunque a benzina; quando poi la temperatura dei gas di scarico è tale da assicurare il riscaldamento per una completa evaporazione del petrolio (e quindi una miscela sufficientemente omogenea), si inizia l'alimentazione a petrolio. È ottima norma rendere possibile la regolazione della temperatura di riscaldamento (limitando il percorso dei gas di scarico attorno al carburatore ed ai condotti) perchè se il riscaldamento è insufficiente il consumo è elevato e se è eccessivo sono possibili autoaccensioni e depositi carboniosi. Per il lungo funzionamento a benzina, in caso di mancanza di petrolio, è prevista l'esclusione totale del riscaldamento.

132. Condotti di immissione.

Servono a convogliare la miscela dal carburatore ai cilindri e debbono perciò soddisfare alle seguenti condizioni:

1°) *mantenere la miscela omogenea e stabile* durante il tragitto;

2°) *presentare la minima resistenza* al passaggio di questa per garantire un buon rendimento volumetrico.

Se il moto del fluido nei condotti fosse uniforme queste condizioni sarebbero facilmente soddisfatte facendo i condotti più corti possibile, senza gomiti o variazioni brusche di sezione, e riscaldati nella giusta

misura per impedire condensazioni di carburante sulle pareti. In realtà il moto del fluido ha carattere pulsante e i termini del problema vengono notevolmente variati.

Consideriamo il caso di un *motore monocilindrico* a 4 tempi: possiam supporre che quando la valvola di aspirazione sta per aprirsi la miscela nel condotto sia stagnante. Durante un certo tratto della corsa di aspirazione la colonna di fluido nel condotto acquista un moto accelerato e per inerzia si mantiene in moto ancora nel primo tratto della corsa di ritorno dello stantuffo, tendendo così a sovralimentare il cilindro. Nel caso eccezionale di condotto molto lungo questo effetto, dovuto all'inerzia. si prolunga per un tratto rilevante della corsa di compressione.

Se la valvola si chiude quando l'inerzia non è ancora stata smorzata, la colonna di fluido in moto si insacca contro la valvola stessa e, conseguentemente, produce un'onda di pressione riflessa. Si ha così un effetto pulsante nel condotto, che causa un abbassamento del rendimento volumetrico e, in certi casi, irregolarità di carburazione che spesso ri rivelano con una dispersione di carburante verso l'esterno. Se invece la valvola si chiude nell'istante in cui termina l'effetto di riempimento dovuto all'inerzia della colonna fluida, il rendimento volumetrico assume il suo valore massimo compatibilmente con il disegno ed il regime del motore.

È chiaro che nei motori a regime fisso è possibile registrare la distribuzione in modo che si verifichi questa condizione, oppure è possibile dare al condotto una lunghezza tale che le pulsazioni siano in sincronismo con il moto della valvola, mentre nei motori a regime variabile ciò non è possibile se non per una sola velocità.

Come regola generale i migliori rendimenti volumetrici si ottengono con le minime lunghezze di condotti. Condotti lunghi però regolarizzano la velocità nel carburatore migliorando la carburazione, ma condotti troppo lunghi sono causa di condensazioni del carburante e di resistenze passive, e possono produrre periodiche variazioni della pressione media.

Per quanto riguarda la sezione di passaggio ricordiamo che questa deve essere tale da produrre una velocità della miscela il più possibile costante e sufficiente a mantenere la sua omogeneità. Detta velocità è in pratica compresa fra 60 e 120 m/s a regime massimo.

Nei motori pluricilindrici il problema è più complesso essenzialmente perchè, per ovvie ragioni, non è possibile nè conveniente installare un carburatore per ogni cilindro; diversi cilindri vengono perciò alimentati da un solo carburatore mediante un condotto chiamato *collettore* e in questo il fluido risente dell'influenza reciproca delle aspirazioni dei vari cilindri in relazione al loro sfasamento definito dall'ordine di accensione.

L'effetto pulsante nel carburatore è notevolmente ridotto specie quando i cilindri alimentati sono più di 4 (nei motori a 4 tempi), per la sovrapposizione delle singole aspirazioni che regolarizzano l'aspirazione

risultante analogamente a quanto abbiamo visto circa la regolarizzazione della coppia motrice.

I vari tronchi di immissione devono essere quanto più possibile di ugual lunghezza; vanno evitati gomiti bruschi e devono essere particolarmente curati i raccordi e le duramazioni per evitare dannosi urti e variazioni di velocità della miscela.

I rallentamenti ed i gomiti favoriscono le condensazioni del carburante; per ovviare a questo inconveniente viene effettuato il *riscaldamento del collettore* a mezzo dei gas di scarico o dell'acqua di raffreddamento e particolarmente in corrispondenza del gomito più vicino al carburatore.

Nella fig. 143 sono riprodotti alcuni schemi di condotti di immissione per motori pluricilindrici.

Il materiale usato per la costruzione dei collettori è generalmente l'alluminio o la ghisa; si hanno pure condotti in acciaio. I condotti di aspirazione e di scarico possono essere disposti sullo stesso lato del motore o sui lati opposti; la prima disposizione facilita il riscaldamento della miscela a mezzo dei gas di scarico e la regolazione del riscaldamento a mezzo di deflettore orientabile che parzializza il passaggio dei gas di scarico intorno al condotto di immissione.

Nei motori a 4 tempi è buona norma che un carburatore non alimenti più di 4 cilindri, onde non creare eccessive differenze di lunghezza tra i diversi condotti. Per vetture sportive e da gran turismo si hanno normalmente due carburatori per 6-8 cilindri, 4 per 12 cilindri, ecc. In aviazione talvolta si limita addirittura a 2 il numero di cilindri alimentati dallo stesso carburatore; alcune motociclette bicilindriche da corsa hanno un carburatore per cilindro.

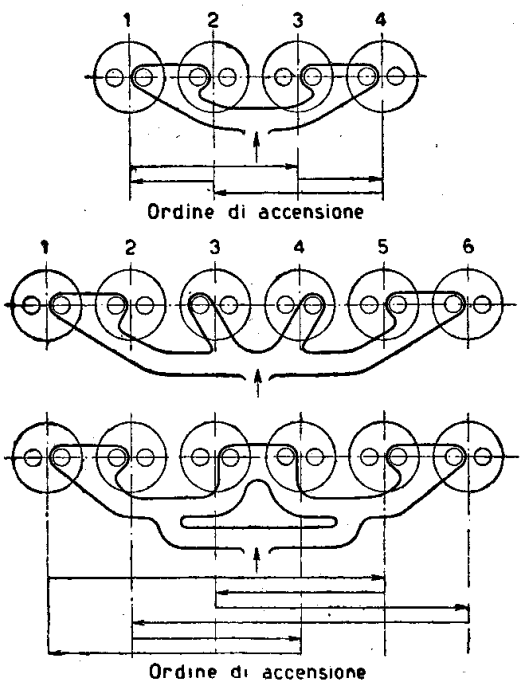


Fig. 143. – Schemi di condotti d'immissione per motori a 4 e 6 cilindri a 4 tempi.

133. Alimentazione a gas.

L'alimentazione a gas ha applicazione tanto nei motori fissi quanto in quelli montati su veicoli. Funzionalmente non esiste alcuna differenza fra le due applicazioni. Nei motori fissi (usati essenzialmente nei luoghi di produzione di gas luce e di gas povero) esiste già il serbatoio di combustibile ed il rifornimento non presenta difficoltà. Nell'autotrazione invece sorge il problema di assicurare una certa autonomia al veicolo; le soluzioni possibili sono due:

1°) *comprimere il gas in bombole*;

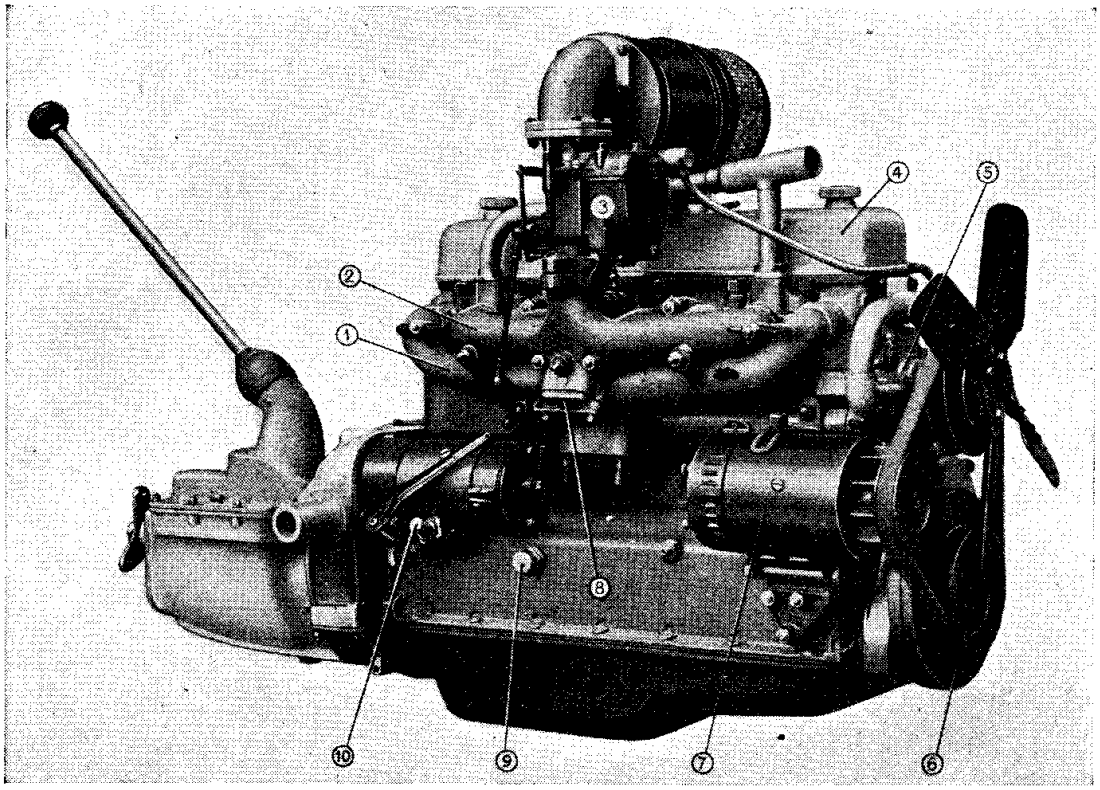


Fig. 144. – Motore per autovettura (FIAT 1500). Sei cilindri; diametro 65 mm; corsa 75 mm; cilindrata 1493 cm³; potenza 45 Cv a 4400 giri/min.

1, Collettore di scarico. – 2, Collettore di aspirazione. – 3, Carburatore. – 4, Coperchio della testa. – 5, Pompa acqua. – 6, Volano smorzatore delle vibrazioni torsionali. – 7, Dinamo. – 8, Deflettore per il riscaldamento del condotto d'aspirazione. – 9, Valvolina limitatrice della pressione di lubrificazione. – 10, Motorino d'avviamento.

2°) *produrre il gas a mezzo di un generatore* installato sul veicolo. Esamineremo separatamente questi due casi e le loro applicazioni sugli autoveicoli.

134. Alimentazione a gas in bombole.

Si possono usare *gas permanenti* compressi a circa 200 kg/cm² come il gas luce, il gas di alto forno e specialmente il *metano*. Appare subito evidente la convenienza di comprimere al massimo il gas onde assicurare la massima autonomia: effettivamente le applicazioni più importanti si sono avute per i gas permanenti fortemente compressi e specialmente per il *metano* (CH_4).

Esso ha molti requisiti motoristici che si possono compendiare nella tonalità termica (0,820 kcal per litro di miscela) che è solo leggermente inferiore a quella delle benzine. La resistenza alla detonazione, l'omogeneità e la stabilità della miscela (derivante dalla natura gassosa del combustibile) e la facilità d'avviamento e di ripresa sono caratteristiche favorevoli al suo impiego.

Il sistema alimentatore è composto di:

a) un certo numero di bombole a 200 kg/cm² disposte isolate od a gruppi, smontabili o fisse, messe in comunicazione con una conduttura principale a mezzo di valvole;

b) una *valvola principale* applicata in genere sul cruscotto dell'autoveicolo;

c) un *manometro di controllo* in derivazione dopo la valvola principale;

d) un *riduttore regolatore di pressione* disposto in genere sotto il cofano;

e) un *miscelatore* che ha le funzioni del normale carburatore;

f) una *valvola di carica* molto accessibile che consente il rifornimento anche senza rimuovere le bombole.

Procedendo per analogia, la valvola principale corrisponde al rubinetto della benzina, il manometro all'indicatore di livello, e la valvola di carica al tappo del serbatoio di un autoveicolo normale.

Il *riduttore-regolatore di pressione* è a due salti di pressione: nel primo salto la pressione viene ridotta ad 1 ÷ 2 atmosfere relative e nel secondo al valore di depressione del motore, e viene mantenuta costante indipendentemente dalla pressione variabile delle bombole (fig. 145). Il regolatore è in genere del tipo a membrana, che è l'elemento sensibile alle variazioni di pressione esercitantisi sulle sue faccie; esso può essere fornito di dispositivi atti a variare la dosatura della miscela.

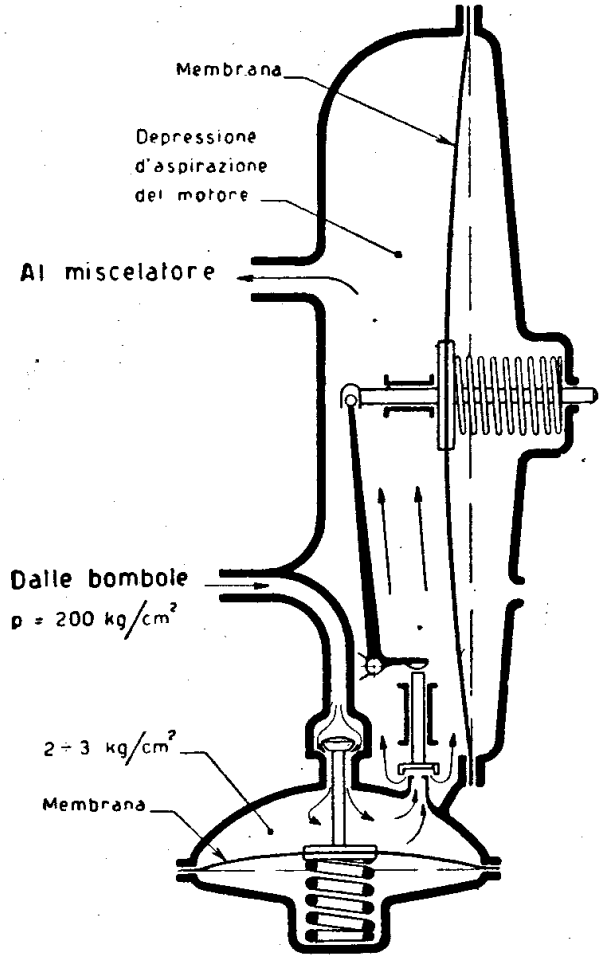


Fig. 145. – Schema di riduttore-regolatore di pressione per gas compressi.

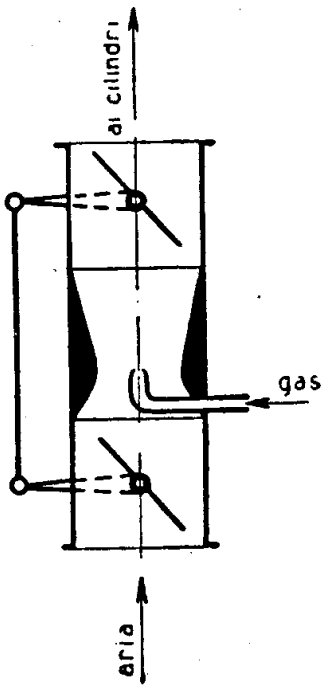


Fig. 146. – Miscelatore per gas compressi

Il *miscelatore* è paragonabile a un carburatore elementare semplificato per quanto riguarda l'erogazione del combustibile (fig. 146). Oltre alla normale valvola a farfalla esso è provvisto di un'altra valvola a monte del getto (automatica oppure comandata in parallelo alla prima) avente lo scopo di creare la depressione sul getto ai bassi regimi.

Il rapporto di compressione più adatto per motori alimentati a metano è circa 8: ne deriva che i motori normali a carburante liquido non sono perfettamente adatti a sfruttare completamente il metano. Un ostacolo alla diffusione di questo sistema di alimentazione è dato dal peso e dall'ingombro delle bombole oltre che dai pericoli derivanti dall'altissima pressione cui queste e le tubazioni sono sottoposte.

Riportiamo nella tabella XII le dimensioni unificate delle bombole (in acciaio al Ni-Cr-Mo).

Sebbene i rapporti tra il potere calorifico di 1 m³ di metano e 1 l di benzina e tra quello di 1 m³ di metano e 1 l di gasolio siano rispettivamente 1,15 e 1,05, in pratica 1 m³ di metano equivale a 1,25 l di benzina ed a 0,85 l di gasolio; questo è dovuto da una parte alla possibilità offerta dal metano di dimagrire la miscela essendo eliminati tutti gli inconvenienti della gasificazione dei carburanti liquidi, e dall'altra al maggior rendimento del ciclo Diesel.

Un autobus della portata di 40 persone può raggiungere un'autonomia di 300 km con 9 bombole da 50 l: il peso complessivo dell'impianto in questo caso è circa il 3 % del totale del veicolo.

Per impianti piccoli il peso percentuale è naturalmente maggiore; grosso modo un'autovettura media può percorrere con 2 bombole da 60 l circa 300 km, e il complesso del dispositivo (circa 140 kg) rappresenta più del 10 % del peso totale con una notevole variazione del carico utile; la vettura viene infatti ad essere caricata dall'impianto di un peso corrispondente a due persone.

TABELLA XII

Dimensioni unificate delle bombole per metano.
Capacità ed equivalenze pratiche in benzina e gasolio
(a 15° e 200 kg/cm²)

Tipo	Capacità bombole				Diametro	Altezza	Peso (1)	
	l	m³ metano	l benzina	l gasolio	mm	mm	bombola kg	totale kg
24×203	24	5,5	7	4,5	203	955	27,5	31,5
30×203	30	6,9	8,5	6	203	1160	32,5	37,5
40×203	40	9,2	11,5	8	203	1505	41,5	48,5
40×229	40	9,2	11,5	8	229	1220	44,5	51,5
50×229	50	11,5	14,5	10	229	1495	53,5	62,—
60×229	60	13,8	17,—	12	229	1760	62,5	72,5
60×267	60	13,8	17,—	12	267	1335	60,—	70,—
100×318	100	23,—	29,—	20	318	1615	106,—	123,—
150×318	150	34,5	43,—	30	318	2315	150,—	175,5

(1) Il peso di una bombola si aggira sui 5 kg/m³; il peso totale risulta aggiungendo al peso della bombola quello del metano compresso che rappresenta, a 200 kg/cm², circa il 15 % del peso della bombola.

135. Alimentazione a gas liquefatti.

Riteniamo utile soffermarci brevemente anche sull'alimentazione a gas liquidi, illustrando più che altro le differenze con l'alimentazione a metano. Questi gas sono generalmente miscele di propano e butano liquefatti sotto una pressione variabile da 2 a 8 kg/cm^2.

Le bombole sono ovviamente più leggere di quelle per gas ad alta pressione, e vengono costruite in acciaio od anche in leghe leggere; la tabella XIII riporta un confronto fra il tipo più diffuso in Germania (bombola Leuna da 33 kg) e la corrispondente bombola italiana per metano. Sono molto evidenti i vantaggi dell'alimentazione a gas liquidi dal punto di vista del peso (rapporto peso totale/10000 kcal) o dell'equivalenza in benzina a parità di peso morto totale.

Il montaggio delle bombole su autoveicoli è analogo a quello degli impianti a metano (bombole orizzontali, o verticali): le valvole sono poste in basso, dato che il gas è liquido.

L'estrazione dei gas dalle bombole avviene sempre allo stato liquido per evitare il graduale raffreddamento delle bombole dovuto all'evaporazione, ciò che produrrebbe una irregolare erogazione del gas e conseguentemente una irregolare alimentazione del motore. Per ottenere uno svuotamento completo, nella bombola viene montato un tubo munito di valvola sferica; ogni bombola è inoltre dotata di un dispositivo saldato di sicurezza contro eventuali sovrapressioni per proteggere la bombola stessa da pericoli di scoppio. A differenza degli impianti a metano, la pressione non può essere presa come indice del contenuto della bombola.

Il rifornimento avviene generalmente mediante sostituzione delle bombole, per quanto si siano diffuse anche stazioni di rifornimento di gas liquido. Dato il più che triplo equivalente in benzina a parità di peso nei confronti del metano (Tab. XIII), è ovvia la molto minor fre-

TABELLA XIII. – *Serbatoi per gas ad accumulazione.*

Caratteristiche	Gas liquidi (Leuna)	Metano	Benzina (Hi = 7600 Kcal)
Capacità bombola o serbatoio .. l	79	60	80
Peso bombola o serbatoio ..... kg	39	60	10
Peso combustibile ..... kg	33	10	60
Contenuto in calorie (1) ..... Kcal	364000	124000	610000
Peso morto totale ..... kg	72	70	70
Peso morto totale/10000 ..... Kcal	1,98	5,65	0,87
Equivalenze in 1 di benzina (2).. l	48 (55)	15,6 (17)	80

(1) Teorico (rapporto dei poteri calorifici inferiori).
(2) Teoriche (rapporto dei poteri calorifici inferiori), fra parentesi le equivalenze pratiche.

quenza dei rifornimenti ed il più ridotto fabbisogno globale di bombole, con evidente risparmio di materiale.

Come si vede nello schema della fig. 147 prima del riduttore-regolatore viene inserito uno scambiatore termico, quasi sempre a gas di scarico, dimensionato in modo da fornire le calorie necessarie all'evaporazione del gas liquido.

Per la riduzione-regolazione della pressione è sufficiente un riduttore ad un solo salto di pressione anzichè a due salti come per i gas ad alta pressione. Lo schema di figura illustra il tipo LS della ditta tedesca Leuna.

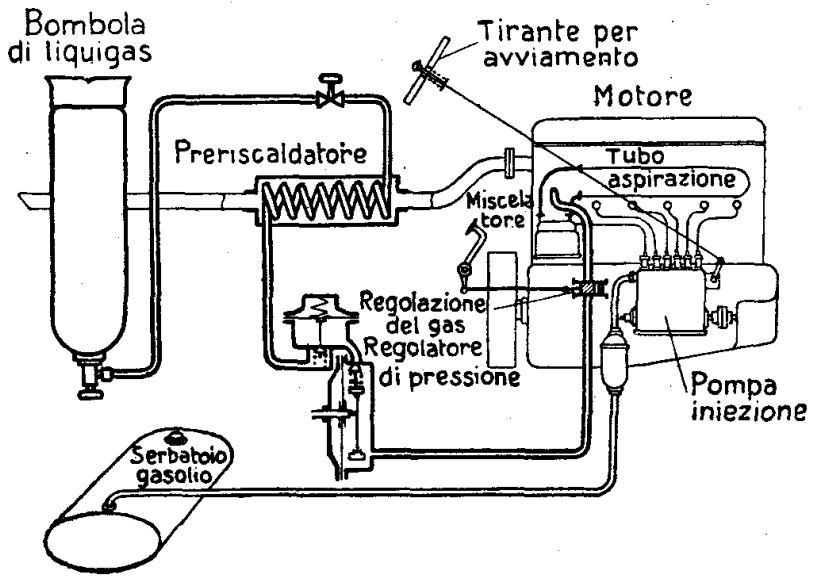


Fig. 147. – Schema di impianto per alimentazione a liquigas di un motore a iniezione.

136. Gassogeno.

Il gas combustibile è ricavato dalla combustione incompleta di combustibili solidi (carbone, legna, carbone di legna, mattonelle di legno compresso) ottenuta facendo passare a forte velocità poca aria, spesso miscelata con vapor d'acqua, entro una grande massa in combustione. Questo gas è composto principalmente di CO (dal 15 al 30 %), H_2 (dall'8 al 20 %) ottenuto come scissione del vapor d'acqua, CO_2 (dal 2 al 12 %), e di un po' di O_2 e di metano: le loro percentuali variano al variare del combustibile impiegato. La tonalità termica varia da 0,500 a 0,600 kcal per litro di miscela contro le 0,830 della benzina; si vede quindi come la perdita prevedibile di potenza si aggiri sul 25 ÷ 35 %. L'apparecchiatura (fig. 148) consta di:

a) un *generatore*;
b) un *depuratore a gravità*;

c) un *raffreddatore*;
d) alcuni *filtri*;
e) un *miscelatore*.

I generatori, generalmente cilindrici ad asse verticale, sono di 3 tipi principali (fig. 149):

1°) *a corrente ascendente* (adatto all'impiego di combustibili privi di catrame);

2°) *a corrente discendente* (per combustibili con catrame, e legna);

3°) *a corrente trasversale* (per combustibili vari).

La parte superiore del generatore funziona da serbatoio, dal quale il combustibile scende per gravità; nella parte inferiore (generatore

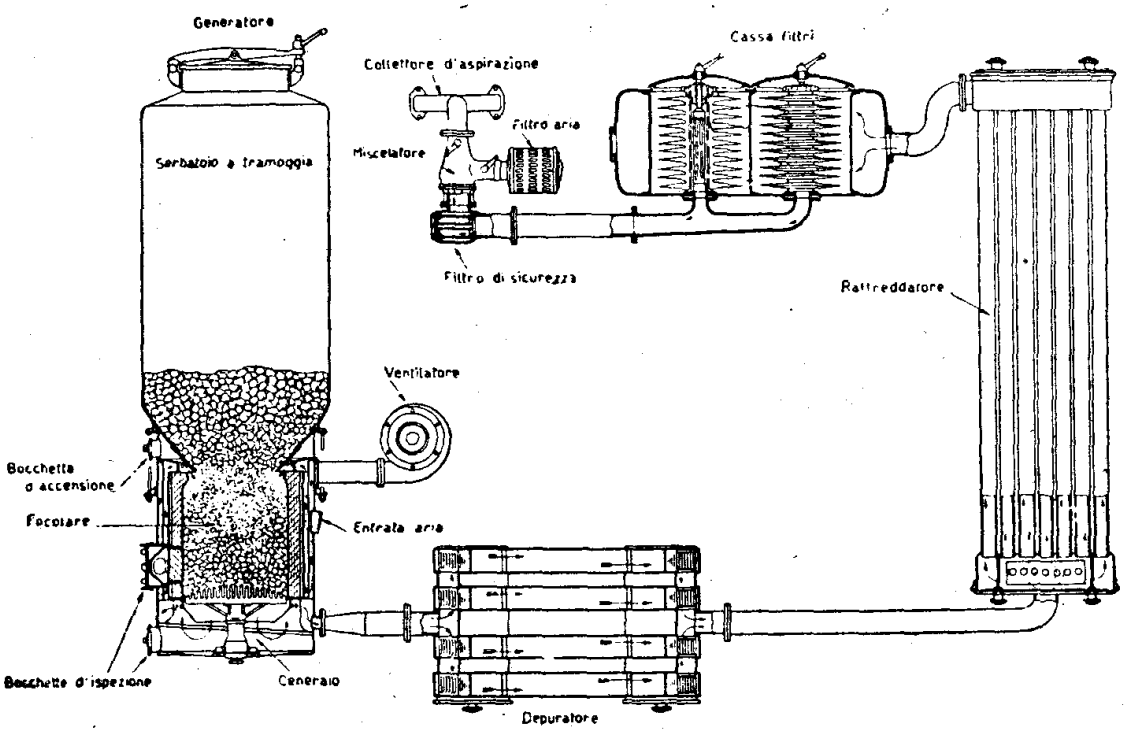


Fig. 148.– Schema d'impianto di un gassogeno.

vero e proprio) si trovano il focolaio, i condotti dell'aria, del gas ed il cenerario; l'ingresso dell'aria avviene attraverso una valvola automatica. Per l'avviamento è disposto un ventilatore soffiante; a regime la circolazione gassosa è invece provocata dall'aspirazione del motore.

Il gas vien fatto passare attraverso al *depuratore a gravità*, dove deposita parte delle ceneri pulverulente trascinate, poi al *raffreddatore ad aria* (generalmente a fascio di tubi) che ha lo scopo di ridurre opportunamente la temperatura del gas, e quindi ai *filtri di tela*.

Immediatamente prima del miscelatore è generalmente posto *un filtro di sicurezza* (a finissima griglia metallica) contro eventuali ritorni di fiamma o possibilità di ostruzioni dovute a rotture del filtro di tela.

Il *miscelatore* assicura la mescolanza del gas e dell'aria general-

mente mediante turbolenza o con frazionamento delle luci di immissione; in esso i due fluidi sono richiamati separatamente dalla depressione del motore e la costanza della dosatura è ottenuta regolando a mano, a mezzo di valvola supplementare, solamente l'entrata dell'aria.

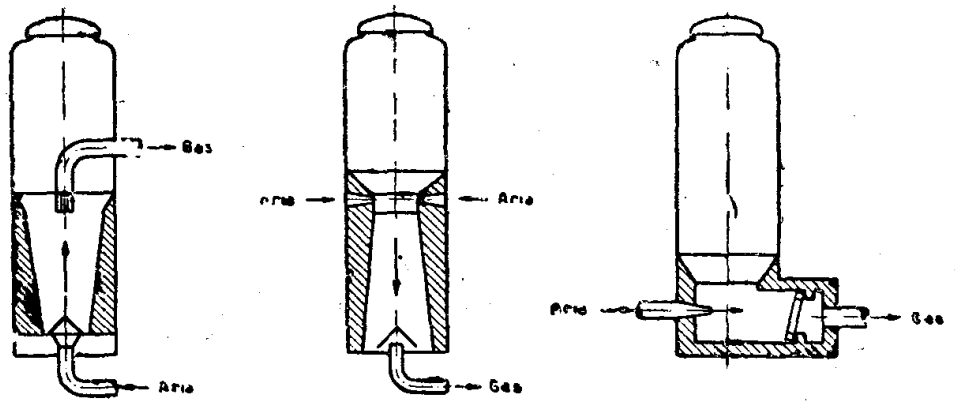


Fig. 149. – Schemi di generatori per gassogeno.

Alla massima erogazione la depressione nei condotti d'alimentazione del motore si aggira sui 600 mm di mercurio; il rapporto $\frac{\text{aria}}{\text{gas}}$ (dosatura) in volume è di circa $\frac{1{,}1}{1} \div \frac{1{,}2}{1}$. Il rapporto di compressione del motore può essere portato al valore di $8 \div 10$, il che compensa in parte la perdita di potenza.

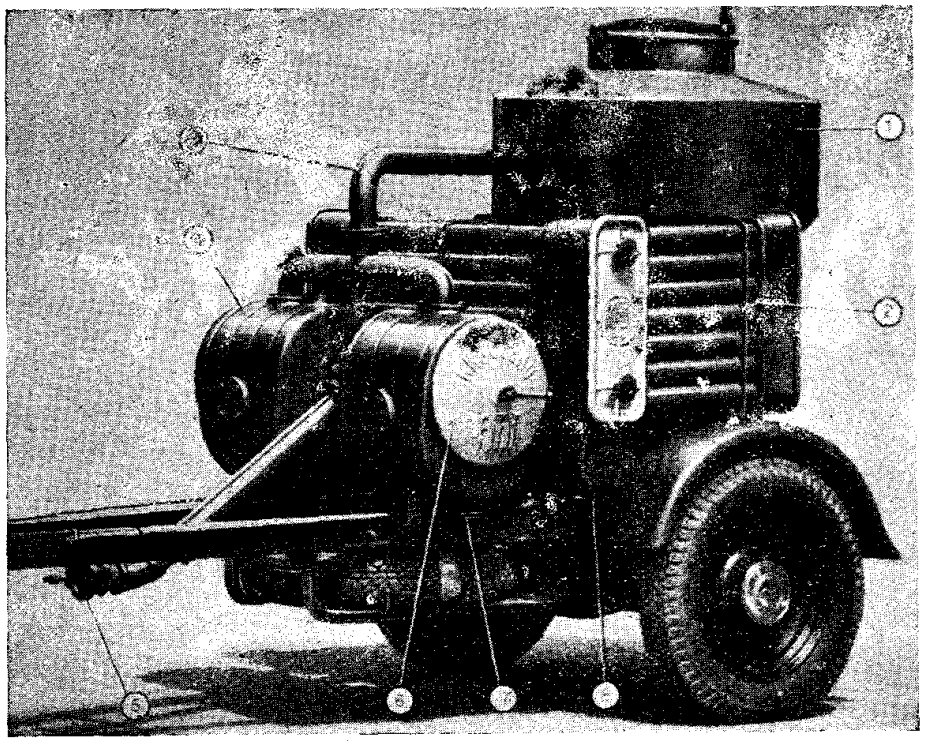


Fig. 150. – Gassogeno per autocarro FIAT 621 RG.

1, Tramoggia. – 2, Depuratore-raffreddatore. – 3, Tubazione dal raffreddamento alle casse-filtri. – 4, Casse filtri. – 5, Valvola a farfalla di isolamento del gassogeno dal veicolo – 6. Coperchio d'ispezione dei filtri. – 7. Tappi di scarico dell'impurità dalle casse filtri. – 8. Tappi di scarico delle impurità dal depuratore-raffreddatore.

Si calcola di massima che occorrano 1,2 ÷ 1,5 kg di carbone di legna e 3 kg di legna per ottenere l'autonomia data da 1 litro di carburante, e rispettivamente 1,5 e 3,6 kg per quella data da 1 di gasolio; l'autonomia normale di un autoveicolo a gassogeno oscilla di conseguenza fra 100 e 200 km.

Occorre tener presente che il peso dell'impianto corrisponde al 10 ÷ 15% del peso totale per le autovetture e al 4 ÷ 7% per gli autocarri; l'impianto può essere installato sul veicolo oppure su di un veicolo apposito trainato (fig. 145).

Un'altra difficoltà è data dalla lentezza di avviamento poichè sono in genere necessari 5 ÷ 10 minuti per mettere il gassogeno a regime. In questi ultimi tempi l'avviamento è stato notevolmente perfezionato e numerose esperienze sono in corso per migliorare ulteriormente questo sistema di alimentazione; perciò i dati da noi forniti potranno in futuro essere migliorati.

TABELLA XIV. – *Equivalenze medie in benzina di alcuni combustibili gassosi.*

Combustibile	Equivalenza in l di benzina (Hi = 7600 Kcal/l)	
	Teoriche (1)	Pratiche
1 m^3 metano al 97%	1,10	1,25
1 kg gas liquido	1,45	1,6
1 m^3 gas luce	0,5	0,55
1 m^3 gas di gassogeno	0,16	
1 kg legna (castagno)	—	0,33
1 kg carbone di legna	—	0,90
1 l (benzina + 20% etanolo)	0,92	—

(1) Rapporto dei poteri calorifici.

CAPITOLO TERZO

ACCENSIONE

137. Sistemi di accensione.

Fin dalle prime realizzazioni apparve evidente la convenienza di ottenere l'accensione a mezzo di *scintilla elettrica* anzichè con sistemi puramente termici come fiammelle a gas, reticelle di platino o tubetti di porcellana incandescenti, complicati e difettosi espedienti impiegati essenzialmente su qualche vecchio motore a gas.

Il sistema di *accensione a bassa tensione* che otteneva la scintilla all'apertura, nell'interno del cilindro, di un circuito induttivo alimentato da una corrente sufficientemente intensa da provocare l'arco, è stato totalmente abbandonato sopratutto per la grandissima difficoltà di sistemare, e far funzionare senza inconvenienti, l'interruttore nella camera di combustione. Attualmente è generalizzata l'*accensione ad alta tensione*: questa è ottenuta portando, all'istante voluto, la differenza di potenziale fra gli elettrodi della candela ad un valore tale da far scoccare la scintilla. I sistemi di accensione ad alta tensione sono due e differiscono essenzialmente nel generatore di corrente: essi sono:

1°) **l'accensione a magnete,** avente il generatore a corrente alternata;

2°) **l'accensione a batteria e spinterogeno,** avente il generatore a corrente continua.

Prima di entrare in argomento riteniamo opportuno riepilogare brevemente i fenomeni e le leggi su cui sono fondati i sistemi di accensione per scintilla ad alta tensione.

138. Induzione elettromagnetica.

Consideriamo una spira metallica posta in un campo magnetico: attraverso a questa spira ha luogo un flusso di forza magnetico che dipende dall'intensità del campo e dalla forma, dalle dimensioni e dalla posizione della spira rispetto alle linee di forza. Spostando la spira si può far variare il flusso concatenato con questa: ad ogni variazione del flusso nasce nella spira una forza elettromotrice indotta e, se il circuito è chiuso, una corrente che dura quanto la variazione di flusso. Il senso della corrente indotta è tale da produrre per suo conto un campo magne-

tico il cui flusso nella spira ha senso tale da contrastare la variazione di flusso che l'ha provocata.

Supponiamo che il campo sia prodotto da un magnete permanente e la spira abbia moto rotatorio: ogni volta che il circuito si dispone nel piano normale alle linee di flusso (fig. 151) (ciò avviene, nel caso del magnete a due poli, due volte

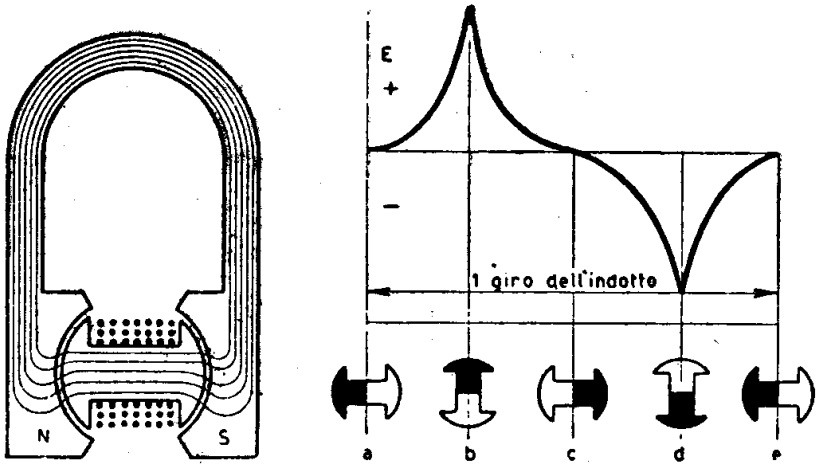


Fig. 151. – Induzione elettromagnetica.

per giro) si ha il massimo flusso concatenato, e la f.e.m. e la corrente cambiano senso. Queste raggiungono il loro valore massimo quando le spire si dispongono in piani paralleli alle linee di flusso: forza elettromotrice e corrente indotta sono dunque *alternate. Su questo principio si basa il complesso generatore di corrente alternata del magnete.*

139. Autoinduzione.

Seguendo la legge dell'induzione elettromagnetica un circuito sviluppa in se stesso una f.e.m. indotta ogni volta che è sottoposto ad una variazione di corrente. Perciò all'apertura del circuito la corrente non cessa istantaneamente per il fatto che, con la variazione del flusso magnetico, nasce una f.e.m. indotta e corrispondentemente una corrente chiamata *extracorrente di apertura*; analogamente alla chiusura del circuito nasce una extra corrente di chiusura, per cui si ha un certo ritardo al passaggio della corrente. Queste extracorrenti sono dannose a causa delle scintille e degli archi cui possono dar luogo fra gli estremi del circuito nella fase di apertura e di chiusura. L'inconveniente viene eliminato con speciali dispositivi posti in derivazione (scaricatori o parafulmini, condensatori ecc.).

140. Mutua induzione.

Se due circuiti elettrici sono in presenza uno dell'altro ed uno di essi è percorso da corrente variabile, si produce nell'altro una corrente indotta dovuta alla variazione del flusso concatenato; il fenomeno risulta esaltato se i due circuiti vengono avvolti su uno stesso nucleo magnetico. Su questo principio si basano i *trasformatori* di tensione e di corrente (naturalmente alterne) ed il *rocchetto di Ruhmkorff* che permette di trasformare l'energia elettrica a bassa tensione in energia ad alta tensione e di ottenere così scariche violente sotto forma di scintille.

Esso è costituito da un nucleo cilindrico di ferro dolce (magnete temporaneo su cui sono avvolte poche grosse spire costituenti il *circuito primario* e numero-

sissime spire di piccola sezione formanti il *circuito secondario*; gli estremi del secondario fanno capo a due elettrodi ad una certa distanza fra loro. Se si manda nel primario una corrente continua provocando la magnetizzazione del nucleo e si interrompe poi bruscamente il passaggio della corrente, la tensione del secondario si eleva talmente da produrre la scarica violenta in forma di scintilla fra i due estremi dell'avvolgimento. Se l'interruttore del primario deve funzionare continuamente e con rapidità è opportuno inserire, in derivazione rispetto ad esso, un condensatore; questo assume quasi istantaneamente la maggior parte del carico della extra corrente di apertura per cui ne consegue una rapidissima interruzione della corrente e quindi una scintilla intensa. *In modo analogo funzionano il sistema d'accensione a batteria ed il complesso di scarica del sistema a magnete.*

141. Accensione a magnete.

Qualunque dispositivo di accensione ad alta tensione è essenzialmente costituito da due circuiti elettrici: un *primario* ed un *secondario* (fig. 152).

1°) Il **circuito primario** comprende:

a) il *generatore di corrente,*
b) l'*avvolgimento primario,*
c) l'*interruttore meccanico del primario,*
d) il *condensatore,* in derivazione con l'interruttore.

2°) Il **circuito secondario** comprende:

a) l'*avvolgimento secondario,*
b) il *distributore,* che distribuisce la corrente ad alta tensione ai singoli cilindri secondo l'ordine di accensione,
c) la *candela,* che è l'organo erogatore delle scintille.

Il magnete riunisce in sè sia il circuito primario che il secondario ad eccezione, naturalmente, della candela e del cavo che vi conduce la corrente. Con riferimento alla fig. 153 le parti principali che lo compongono sono: la *calamita permanente* (1), in acciaio al tungsteno o al cromo o al cobalto o, nelle costruzioni più moderne, all'alluminio-nichel, che fornisce il flusso magnetico; l'*indotto rotante* (2); il *ruttore* (3); il *distributore* (4); il *condensatore* (5); fra gli organi ausiliari notiamo l'interruttore di massa (6) ed il parafulmine (7).

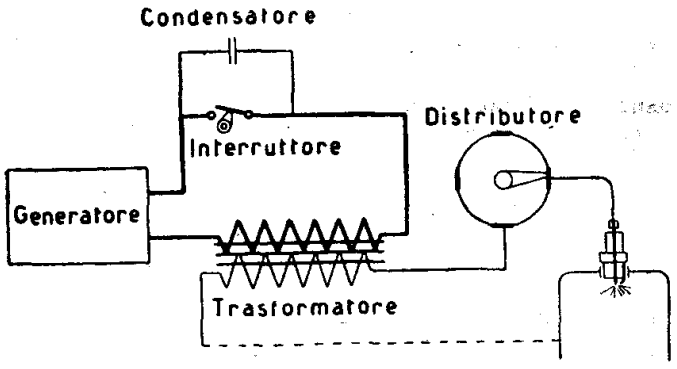


Fig. 152. – Schema del circuito d'accensione.

L'indotto rotante è costituito da un nucleo di ferro dolce a forma di doppio T su cui sono disposti gli avvolgimenti primario e secondario del trasformatore, nei quali viene generata la corrente. Il *primario* è formato da un numero relativamente piccolo (un centinaio) di spire di filo di rame a grossa sezione (diametro = 1 mm): il *secondario* è formato da molte spire (da 5 a 15 mila) di filo di rame di piccola sezione (circa un decimo di mm). Una estremità del circuito primario è collegata a massa e l'altra al martelletto isolato del ruttore.

Il secondario ha una estremità a massa e l'altra saldata ad un anello di rame, il *collettore,* sul quale striscia un carboncino di presa della corrente ad alta tensione. Ad ogni interruzione del primario, la tensione del secondario si eleva fino a far scoccare la scintilla fra gli elettrodi della candela (5000÷÷10000 Volt).

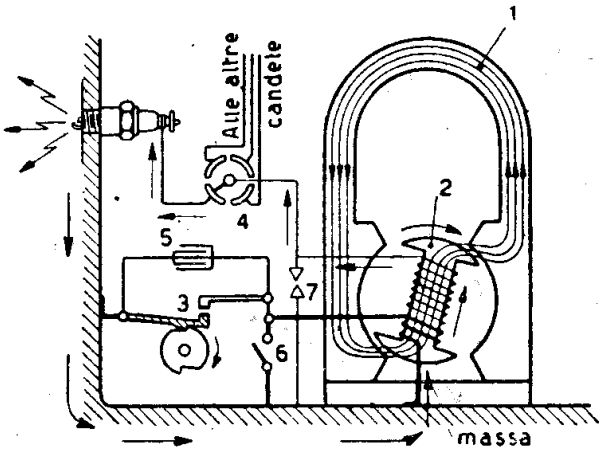


Fig. 153. – Schema d'accensione a magnete. 1, Calamita. – 2, Indotto rotante. – 3, Interruttore. – 4, Distributore. – 5. Condensatore. – 6, Interruttore d'esclusione. – 7, Parafulmine o scaricatore.

Il **ruttore** o *interruttore del primario* (fig. 154) è costituito da due *martelletti,* portanti i *contatti platinati* (pastigliette di platino-iridio o anche di tungsteno resistenti all'ossidazione), dei quali uno è fisso, isolato dalla massa, e l'altro è mobile e collegato a massa: l'insieme è portato dall'indotto e ruota con esso. La scatola che lo racchiude porta delle sporgenze che urtando contro il martelletto mobile, lo spostano e fanno aprire il contatto. mantenuto chiuso normalmente da una molla, fra le estremità platinate. L'interruzione del contatto deve avvenire quando la corrente nel primario ha raggiunto il valore massimo. Alla scatola è permessa una certa rotazione per la variazione (a mano o automatica) del *grado di anticipo* con cui si vuol far scoccare la scintilla rispetto al punto morto superiore. La corrente raccolta dal carboncino sul collettore viene inviata al distributore.

Il **distributore** (fig. 154) è costituito da una parte fissa ed una mobile.

La prima è un blocco in materiale isolante che porta dei settori in bronzo collegati ciascuno con una candela per mezzo di un cavo. La seconda, rotante, è costituita da un blocchetto di ebanite che porta un carboncino a spazzola il quale, strisciando nella calotta fissa, distribuisce ai settori la corrente. Il moto della spazzola è ottenuto con una coppia di ingranaggi il cui rapporto di trasmissione dipende dal numero delle candele e da quello delle espansioni polari del magnete permanente.

Il carboncino rotante può essere sostituito da una specie di lan-

cetta non a contatto con la calotta fissa: in tal caso la corrente passa da questa lancetta ai settori di bronzo attraverso un arco e non per contatto diretto (fig. 156).

Il **condensatore** serve, come abbiamo visto, ad assorbire le extracorrenti che si hanno durante il funzionamento del ruttore e ad impedire così la formazione di archi fra le punte platinate. Esso è formato

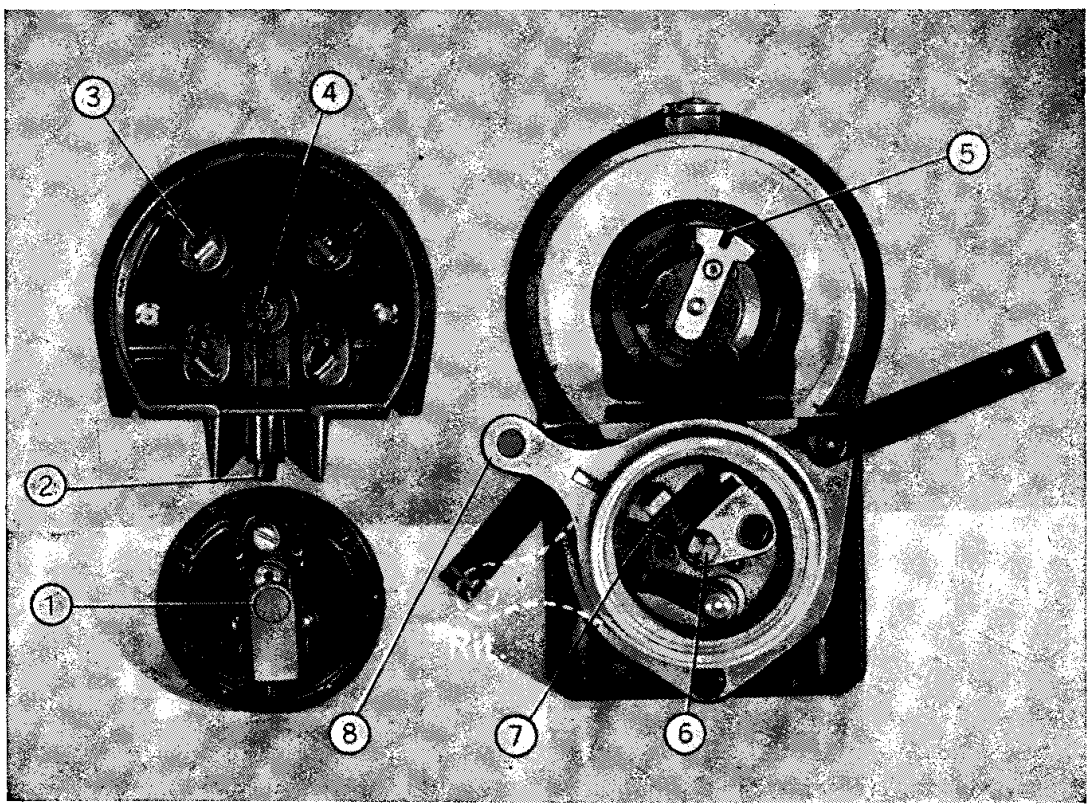


Fig. 154. – Magnete Marelli per autoveicolo.

1, Carboncino di massa. – 2, Carboncino di presa corrente dal collettore. – 3, Contatti porta corrente ai cavi delle candele. – 4, Carboncino porta corrente alla spazzola distributrice. – 5, Spazzola distributrice. – 6, Vite di fissaggio del ruttore. – 7. Punte platinate del ruttore. – 8. Levetta di comando anticipo.

da fogli di stagnola alternati con lamine isolanti di mica o carta paraffinata.

Lo **scaricatore** o *parafulmine*, messo in derivazione sul secondario, ha lo scopo di impedire sovratensioni dannose agli isolanti nel caso di interruzione del circuito secondario per guasti ai cavi od alle candele. L'**interruttore di massa**, permettendo di porre in corto circuito il primario, serve a togliere l'accensione ed a fermare così il motore.

I vari tipi di magneti possono essere raggruppati in due categorie (fig. 155): **magneti a indotto rotante**, cui appartiene il tipo sopra descritto, e **magneti a indotto fisso.**

Questi ultimi possono essere a *calamita rotante* od a *ferro rotante*. Nei magneti a ferro rotante sono fissi sia la calamita che l'indotto, ed

il rotore consiste in due settori di ferro dolce che ruotano nell'intraferro compreso fra i poli della calamita e le estremità del nucleo dell'indotto: gli spostamenti angolari dei due settori chiudono variamente il circuito magnetico e inducono corrente nell'indotto. I magneti a indotto fisso hanno il vantaggio di non sottoporre ad azioni dinamiche le parti delicate che compongono i circuiti elettrici.

I magneti si distinguono anche dal numero di scintille che producono per ogni giro del rotore: si hanno magneti a 2, a 4, a 6, ad 8, e persino a 12 sintille per giro. I tipi comunemente usati sono a 2 ed a 4 scintille per giro; quelli a 4 specialmente nei motori d'aviazione.

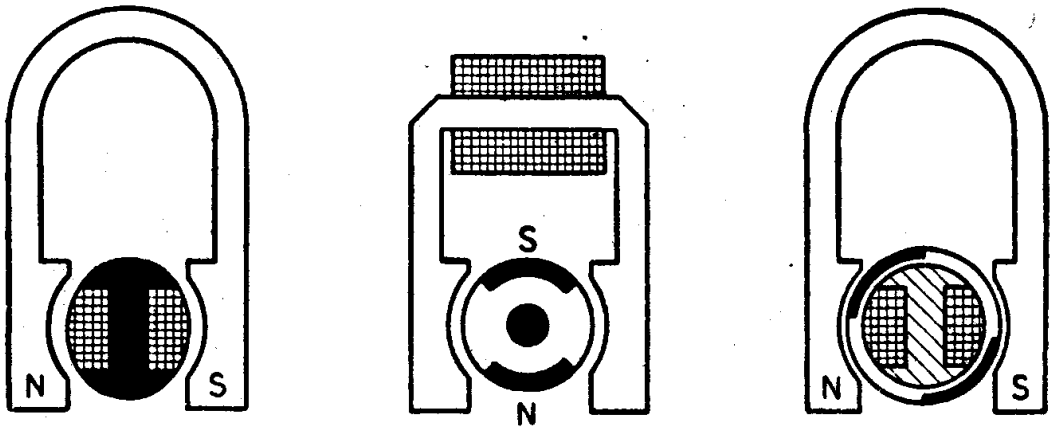


Fig. 155. – Magneti a indotto rotante, a calamita rotante, a ferro rotante.

Gli elevati numeri di scintille sono necessari per le applicazioni su motori a grande numero di cilindri o ad elevatissime velocità di regime. Poichè il numero di scintille per giro dipende dal numero di espansioni polari, per ottenere un alto numero di scintille sono più adatti i magneti a indotto fisso.

Su di un motore, avente un numero i di cilindri, un magnete a indotto rotante, avente i_e espansioni polari, deve essere applicato con il seguente rapporto di trasmissione rispetto all'albero motore:

$$\tau = \frac{n}{n_m} = \frac{i_e\, h}{2\, i}$$

in cui n è il numero di giri del motore, n_m quello del magnete ed h il numero dei tempi.

Alcuni magneti, applicati su autoveicoli con avviamento a mano, sono provvisti di un *avviatore a scatto*: è questo un dispositivo a molla, applicato all'indotto, che, caricandosi quando il motore gira a bassissimo regime, scatta provocando un rapido spostamento dell'indotto e perciò una corrente intensa nel secondario ed una forte scintilla che permette l'avviamento. Masse centrifughe ne impediscono il funzionamento a motore avviato.

del grado di anticipo sono ottenute facendo ruotare tutto il corpo dello spinterogeno intorno all'albero del bocciuolo.

L'alberino dello spinterogeno è generalmente comandato nei motori per autoveicoli da un albero che prende il movimento, mediante ingranaggi elicoidali, dall'albero della distribuzione.

Come nei magneti, la variazione dell'anticipo può essere ottenuta *a mano* o *automaticamente*. Il secondo sistema si è ormai generalizzato sugli autoveicoli: l'automaticità è data da un piccolo regolatore centrifugo a masse rotanti sistemato nello spinterogeno stesso, oppure da una membrana comandata dalla depressione d'aspirazione del motore.

Indipendentemente dal grado di anticipo, l'apertura del ruttore deve verificarsi nell'istante più favorevole al ciclo termodinamico; l'insieme delle operazioni necessarie per sincronizzare all'atto del montaggio il moto dell'albero motore con quello dello spinterogeno o del magnete è detto « *messa in fase* ».

143. Confronto ed applicazione dei due sistemi di accensione.

Dal punto di vista della sicurezza e indipendenza di funzionamento il magnete è superiore al sistema a batteria poichè questa è soggetta a deteriorarsi col tempo e richiede una manutenzione continua. D'altra parte nelle installazioni già munite di batteria e dinamo per altri scopi (illuminazione, avviamento, ecc.) è irrazionale aggiungere un magnete, dato che la batteria stessa è in grado di assolvere il compito dell'accensione con semplificazione tecnica ed economica dell'apparecchiatura elettrica.

L'accensione a batteria è preferita perciò per gli autoveicoli normali mentre il magnete è applicato quando è necessaria la massima indipendenza di funzionamento (aviazione, automezzi militari, ecc.) ed in quei casi in cui la batteria non è richiesta per altri usi (trattori, macchine da corsa, ecc.).

Dal punto di vista puramente elettrico (la fig. 160 illustra il comportamento dei due sistemi espresso dalla lunghezza della scintilla in funzione del regime) appare chiara la superiorità del magnete agli alti regimi e dello spinterogeno ai bassi e ai medi regimi.

È questa un'altra ragione per cui il magnete è applicato sui motori da corsa, mentre sui motori normali da autovetture è preferito il sistema a batteria, particolarmente in considerazione della facilità di avviamento.

In quanto alla variazione dell'anticipo è da notare che il magnete fornisce scintille di intensità variabile al variare del grado di anticipo poichè la scintilla viene a scoccare per posizioni diverse dell'indotto rispetto alle espansioni polari, mentre la batteria assicura un'intensità indipendente dall'anticipo. Ciò conferma la convenienza di adottare l'accensione a batteria nell'autotrazione e quella a magnete nell'avia-

zione (motori a regime, e perciò ad anticipo, pressochè costante). Questo inconveniente dei magneti può essere eliminato con il dispositivo indicato in fig. 161: le masse di ferro vengono ruotate, al variare dell'anticipo, con la scatola del ruttore onde far coincidere l'interruzione del primario con la posizione di massima variazione di flusso.

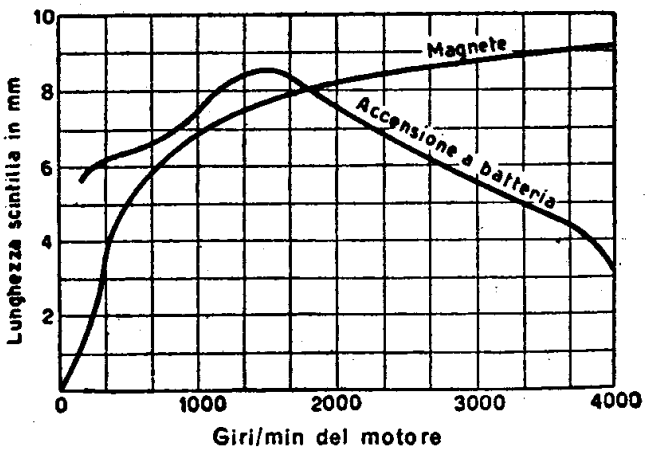


Fig. 160. – Comportamento del magnete e dello spinterogeno al variare del regime.

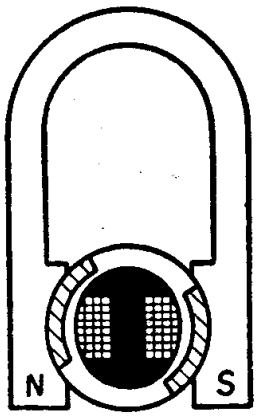


Fig. 161. – Magnete con spostatore di campo.

In quanto al montaggio la superiorità è dello spinterogeno per il suo minor ingombro, la maggior facilità di sistemazione e il minor sforzo che richiede per il movimento.

In relazione a quanto detto, concludendo si ha che:

1°) *per gli autoveicoli normali* è generalizzato il sistema a batteria: oggi il 90% degli autoveicoli con motore ad accensione per scintilla è equipaggiato con questo sistema;

2°) *per i motori d'aviazione* è usato il magnete e particolarmente di tipo a quattro o più scintille per giro, in considerazione del grande numero di cilindri;

3°) *per gli autoveicoli da corsa ed i trattori* è pure prevalentemente usato il magnete.

144. Volano generatore-magnete.

Un particolare magnete, molto usato su motori da motocicletta a 2 tempi, è costituito dal *volano-magnete* realizzato secondo lo schema illustrato in fig. 162. Il volano del motore costituisce il magnete permanente e ruota all'esterno del circuito indotto *A* del tutto analogo al circuito di un magnete normale. Altri due circuiti *B*, collegati in parallelo, costituiscono l'indotto di un alternatore la cui corrente viene sfruttata per l'equipaggiamento elettrico del veicolo, direttamente oppure attraverso ad un raddrizzatore e ad una batteria. L'impiego di materiali magnetici ad elevata forza coercitiva (acciai Al-Ni e Al-Ni-CO)

permette di disporre nel volano un notevole numero di magneti con il vantaggio di aumentare la frequenza e la potenza della corrente pulsante dell'alternatore. In fig. 162 i magneti sono in numero di 6; essi, tenuti insieme dalla fusione in alluminio, costituiscono il volano.

Il volano generatore-magnete è usato per motori monocilindrici a 2 tempi perchè girando alla stessa velocità del motore può dare una scintilla per giro. Applicato su monocilindrici a 4 tempi dovrebbe ruotare a velocità metà, ciò che sminuirebbe l'entità della scintilla e la potenza fornita dall'alternatore; oppure dovrebbe essere provvisto di un distributore rotante a metà velocità, ciò che ne complicherebbe la costruzione togliendo al complesso la caratteristica di notevole semplicità ed economia.

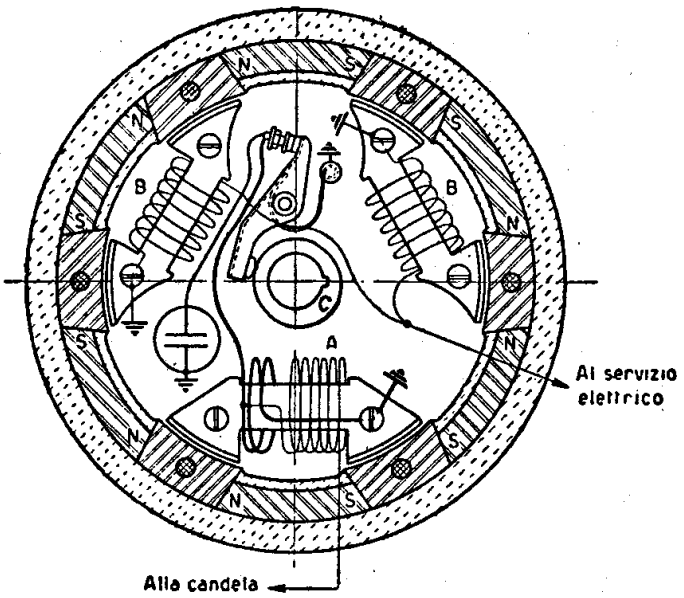


Fig. 162. – Schema del volano generatore-magnete.

Un generatore-magnete del tipo rappresentato in figura potrebbe dare 6 scintille per giro quando la sagoma *C* fosse fornita da 6 eccentrici; esso potrebbe quindi alimentare anche un 6 cilindri a 2 tempi o un 12 cilindri a 4 tempi, qualora fosse aggiunto al sistema un distributore opportuno.

145. Candele.

La *candela* ha il compito di condurre la corrente ad alta tensione nell'interno del cilindro e produrre la scintilla. Essa (fig. 163) è formata da:

1°) *uno stelo a* di metallo inossidabile ad alto punto di fusione (generalmente di nichel o di leghe al nichel) collegato mediante cavo isolato a un blocchetto del distributore: la sua estremità costituisce l'*elettrodo di linea*;

2°) *un corpo b* di acciaio, formato spesso da due pezzi avvitati, accoppiabile mediante filettatura alla testa del motore (i diametri di comune impiego per la vite sono di 14 e 18 mm);

3°) *uno o più elettrodi di massa c* (generalmente di nichel o di leghe al nichel) portati dal corpo *b* (la distanza fra gli elettrodi di massa e quello di linea è dell'ordine di grandezza di 0,5 mm).;

4°) *un manicotto isolante d* che circonda lo stelo centrale ed è fissato al corpo.

Una candela deve essere valutata in base alle seguenti caratteristiche:

a) *Capacità di tenuta della pressione*: la tenuta è assicurata *fra corpo e sede* mediante una guarnizione di rame e amianto; *fra corpo e isolante* mediante anelli dello stesso materiale, e *fra isolante e stelo* mediante un mastice speciale.

b) *Resistenza dell'isolante alle sollecitazioni meccaniche, elettriche e termiche*: gli isolanti di più comune impiego sono la *steatite* (una varietà di talco [$H_2Mg_3(SiO_3)_4$] lavorabile al tornio) e la *sillimanite* (anch'essa un silicato: Al_2SiO_5). Di qualità leggermente inferiori, ma pure molto usate, sono varie *porcellane speciali*; buonissima la *mica* (motori d'aviazione); ottimo sotto tutti i riguardi ma costoso è il *quarzo* che fra l'altro consente, per la sua trasparenza, un controllo visivo dell'accensione.

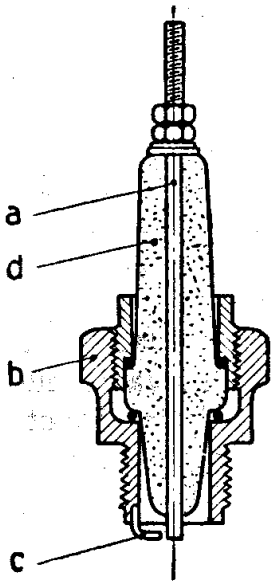


Fig. 163. – Schema di candela d'accensione

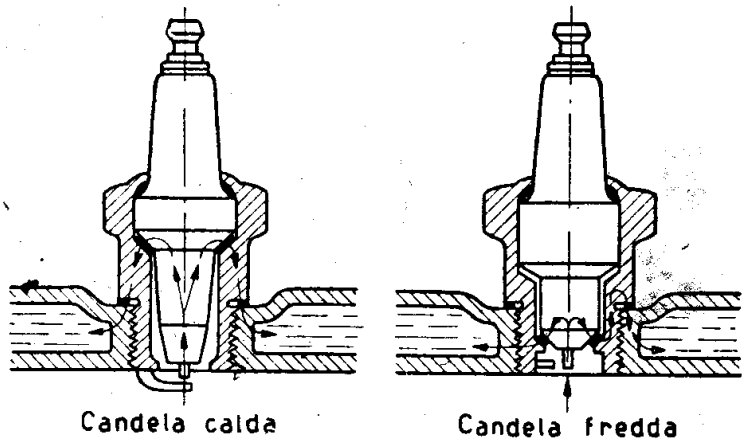


Fig. 164. – Smaltimento del calore dalle candele.

c) *Proprietà termiche*: per assicurare alla candela un funzionamento corretto la temperatura della parte sporgente nell'interno del cilindro deve oscillare fra 500 e 600 °C. Le condizioni termiche dipendono, con tutte le loro conseguenze, dal rapporto fra la quantità di calore assorbita e quella ceduta all'esterno e cioè dall'attitudine a smaltire il calore ricevuto. L'indice di questa capacità autoraffreddante è detto *grado termico*; come termine di paragone è assunto il tempo che, in un dato motore (non ancora unificato), la candela impiega per arrivare, da fredda, fino alla temperatura che provoca l'autoaccensione. Le candele ad alto grado termico si dicono *candele fredde*; quelle con basse qualità autoraffreddanti *candele calde*: in base a questa classificazione si ha tutta una serie di candele di comportamento motoristico differente (fig. 164).

I due principali inconvenienti cui può dare luogo una candela sono l'*imbrattamento* e l'*autoaccensione*. L'imbrattamento si verifica quando

la temperatura della candela è troppo bassa (candela troppo fredda), oppure per anormali condizioni di funzionamento del motore per cui si verifichi la presenza di eccesso d'olio nella camera di combustione.

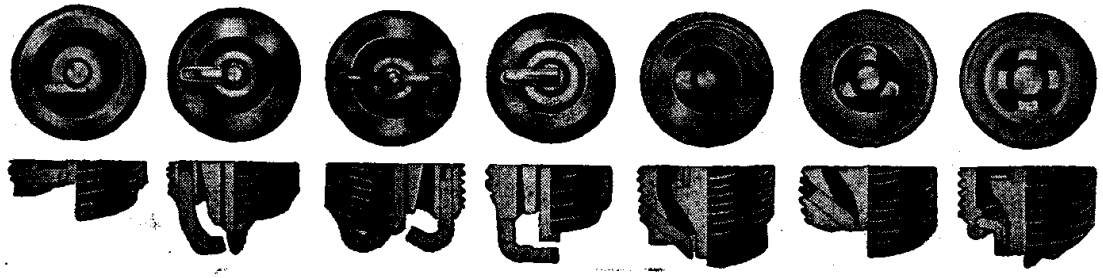


Fig. 165. – Tipi di elettrodi per candele.

In queste condizioni gli elettrodi si inumidiscono d'olio causando un aumento della rigidità dielettrica che contrasta la formazione della scintilla; in casi particolarmente sfavorevoli si forma fra gli elettrodi un ponticello di depositi carboniosi, che mette in corto circuito la candela.

L'autoaccensione è invece prodotta dalla causa opposta e cioè da una temperatura eccessiva (candela troppo calda). Le candele fredde sono adatte ai motori a forte compressione ed alto regime; ed inversamente quelle calde sono adatte ai motori freddi.

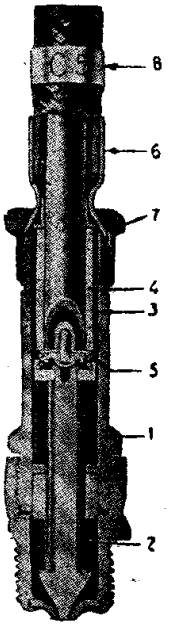


Fig. 166. – Candela schermata per motore di aviazione.

1, Armatura (a massa) della candela. – 2. Isolante dell'elettrodo centrale. – 3. Guaina isolante. – 4, Boccola isolante del cavo. – 5. Rosetta terminale del cavo. – 6. Manicotto di fissaggio della schermatura del cavo. – 7. Dado di bloccaggio del cavo e della sua schermatura sulla candela. – 8, Fascetta di contrassegno per il collegamento dei cavi.

Notevole importanza sul funzionamento delle candele hanno la forma e la costanza della distanza fra gli elettrodi. Gli elettrodi a spigoli vivi possono ammettere, a parità di imbrattamento, una distanza minore e quindi una minor tensione sollecitante l'isolamento. Col tempo, però, gli elettrodi perdono lo spigolo acuto e l'arrotondamento produce un aumento di distanza; questa va perciò di volta in volta verificata e corretta. Dal punto di vista del consumo presentano qualche vantaggio le candele a due o tre elettrodi di massa perchè il consumo viene ad essere ripartito; però presentano una maggior facilità all'imbrattamento dato che la scintilla scocca meno frequentemente fra due stessi elettrodi con minori effetti autoripulenti. In fig. 165 sono rappresentati diversi tipi di elettrodi.

Le candele di impiego comune sono generalmente ad elettrodo di massa unico. L'indirizzo attuale è verso candele leggermente calde allo scopo di ridurre le possibilità di mancata accensione per imbrattamento.

Ogni motore deve essere munito di candele adatte. La scelta del tipo di candela dipende dal tipo di motore, dal suo rapporto di compressione, dalle sue condizioni di funzionamento, dal combustibile impiegato e dalla temperatura ambiente. Una candela adatta deve avere, dopo l'uso, la ceramica isolante di colore brunetto in prossimità dell'elettrodo; il colore pallido indica trattarsi di candela troppo calda, il nerastro (umido d'olio) troppo fredda.

A bordo degli aeroplani e degli autoveicoli la sistemazione

di apparecchi radio esige l'adozione di una *schermatura* dell'apparato d'accensione per evitare disturbi di carattere radioelettrico derivanti dalle variazioni della corrente ad alta tensione prodotte dai magnete e propagantisi lungo i cavi fino alle candele. È da tener presente che la schermatura attenua il buon funzionamento delle candele e del magnete per cui questo (a parità di tensione di utilizzazione) deve fornire maggior energia. La schermatura del magnete è ottenuta racchiudendolo in una scatola di lamiera d'alluminio e quella dei cavi rivestendoli di una treccia metallica. Nelle figg. 166 e 167 sono rappresentati due tipi di estremità di cavi schermati con le rispettive candele.

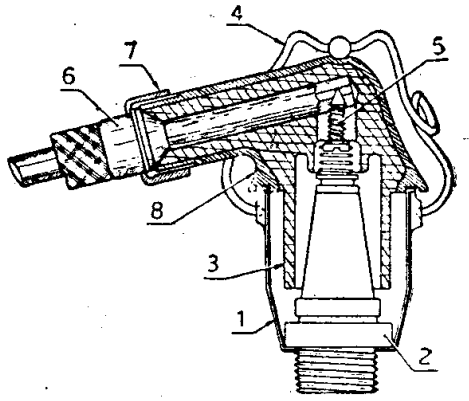


Fig. 167. – Candela schermata per motore d'aviazione.

1, Armatura della candela. – 2, Candela. – 3, Materiale isolante. – 4, Staffa di chiusura. – 5, Vite di fissaggio del cavo. – 6, Schermatura del cavo. – 7, Ghiera di fissaggio della schermatura del cavo. – 8, Cappello.

146. Batteria.

Diamo un breve cenno sulle batterie d'accumulatori in uso per l'autotrazione. Esse sono alimentate da una dinamo posta in parallelo e forniscono l'energia necessaria per l'avviamento, l'illuminazione ed i servizi accessori (radio, segnalatori, indicatori, tergicristalli ecc.) oltre che per l'accensione.

Devono rispondere ad esigenze particolari di leggerezza, compattezza, insensibilità alle azioni dinamiche, durata, conservabilità, facilità di ricarica. I tipi di accumulatori attualmente impiegati sono quello al *piombo* ed al *ferro-nichel*; quelli al *piombo* sono di gran lunga i più usati.

Un **elemento di accumulatore** per autotrazione (tipo Faure) è costituito da (fig. 168).

a) *Due gruppi di piastre* (*positive e negative*): le piastre (spessore 2,5÷3 mm) constano di una griglia di piombo su cui è spalmata una pasta che per le *positive* è di minio (Pb_2O_4), e per le *negative* di litargirio (PbO). Sottoposte al processo elettrochimico le piastre positive risultano coperte di perossido di piombo (PbO_2) di colore brunastro e le negative di piombo spugnoso: in tali condizioni sono *formate* e l'elemento è carico.

La *massa attiva* ha tendenza a disgregarsi ed a staccarsi dalle piastre, specie dalle positive; quindi esse sono normalmente a superficie più scabrosa e vengono interposte fra le negative che limitano il pacco all'esterno; il numero delle positive è in genere di 3-4 e quello delle negative, in conseguenza, di 4-5.

b) *Una serie di separatori* (normalmente in legno di cedro o in gomma) che vengono intercalati fra le piastre per impedire corti circuiti.

c) L'*elettrolito*, nel quale sono immersi piastre e separatori. Esso consiste in una soluzione di acido solforico di peso specifico 1,28 a tem-

peratura ordinaria e ad elemento perfettamente carico (una parte di acido su 3 di acqua in volume).

d) *Un contenitore,* in ebanite o in vetro od anche in legno (per autocarri).

e) *Un coperchiello* munito di tappo a *sfiatatoio,* che permette il

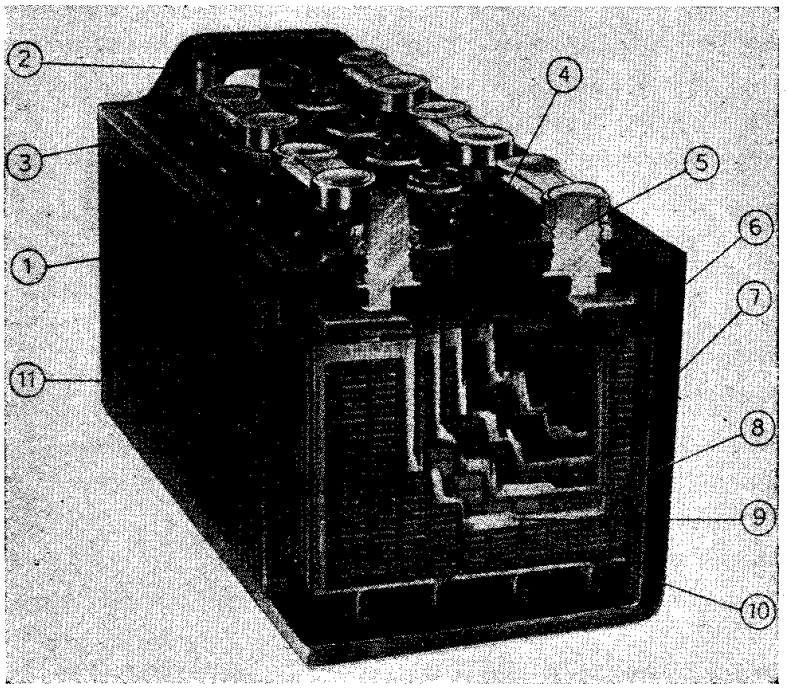


Fig. 168. – Batteria per autoveicolo.

1, Polo positivo. – 2, Polo negativo. – 3, Ponte di connessione. – 4, Tappo sfiatatoio. – 5, Collettore di piastre. – 6. Piastra positiva (formata). – 7, Piastra negativa (formata). – 8, Pistra positiva (da formare). – 9, Separatore delle piastre. – 10, Griglia di piastra. – 11, Cassetta monoblocco.

libero sfogo dei gas durante la ricarica ma non la fuoruscita dell'elettrolito.

La tensione fornita da un elemento è di circa 2 Volt e l'andamento della carica e della scarica è indicato nella fig. 169: l'elemento si considera scarico quando la tensione è scesa a 1,75 Volt.

Una **batteria** risulta dall'unione in serie, mediante *ponti di connessione* in piombo, di 3 o 6 elementi in un unico contenitore, che per le autovetture è normalmente in ebanite, monoblocco, e ripartito in tante celle quanti sono gli elementi: essa fornisce una tensione di 6 o 12 Volt. Le prestazioni delle batterie sono espresse dalla *capacità* e cioè dal numero di Ampere-ora (Ah) che possono fornire al circuito esterno nella scarica.

Una buona batteria deve poter erogare per lungo tempo una corrente non troppo forte (campo di utilizzazione normale corrispondente alla scarica continua come pure, in pochi secondi, una intensissima corrente (periodo di avviamento: scarica violenta). Naturalmente, maggiori sono le frequenze e la difficoltà d'av-

viamento, minore risulta la durata della batteria, tanto più che l'alimentazione a mezzo dinamo è solo possibile a motore avviato ed a regime superiore ad un certo minimo (600-800 giri/min).

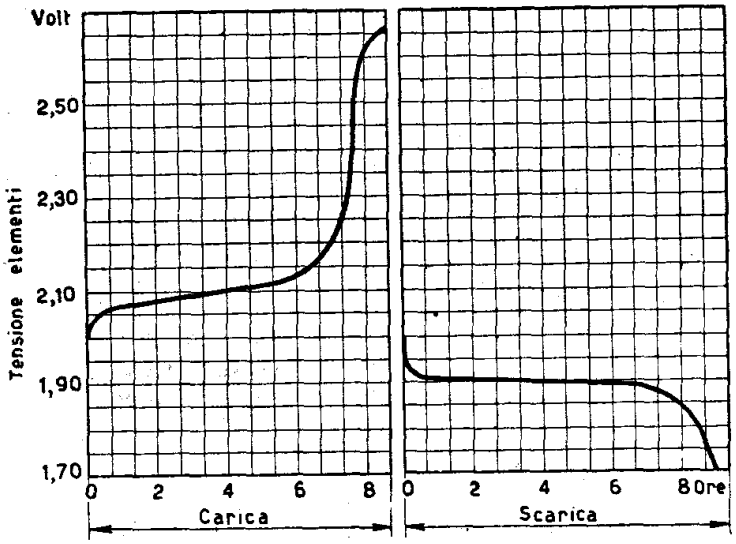


Fig. 169. – Diagramma di carica e scarica di un elemento d'accumulatore.

In Italia sono state unificate le dimensioni e le capacità delle batterie per autovetture; i dati principali sono riassunti nella seguente tab. XV:

TABELLA XV

Volt	6	6	6	12	12	12
Capacità (Ah)	60	75	90	40	50	60
Peso kg	18	20	—	24	30	38
Indicazione	6 - 60	6 - 75	6 - 90	12 - 40	12 - 50	12 - 60

Per autocarri ed autobus la tensione normale è di 12 Volt e le capacità sono di 110-160-220 Ah; ogni equipaggiamento però richiede in genere 2 batterie in serie (ad esempio gli autocarri Fiat 626 N e Lancia 3 Ro hanno 2 batterie da 12 Volt e 110 Ah).

147. Manutenzione della batteria al piombo.

Per la ricarica esistono speciali gruppi costituiti da uno o più generatori a corrente continua o da un raddrizzatore di corrente alternata: la durata della ricarica va scelta in modo che la corrente non sia eccessivamente intensa (1/5 della capacità) e si riduca gradualmente; in media per una batteria d'autovettura il tempo necessario si aggira sulle 10 ore.

Le norme di *manutenzione normale* si possono così riassumere:

1°) *Aggiunta di acqua distillata*: la batteria consuma esclusivamente acqua per evaporazione, dato che l'acido solforico si ripristina durante le ricariche.

L'acqua distillata (piovana, nivea, od artificialmente preparata) viene introdotta dai tappi-sfiatatoi: il livello deve sorpassare di qualche centimetro il bordo superiore delle piastre.

2°) *Ingrassatura e serraggio delle prese di corrente.* Per assicurare buoni contatti, e quindi un corretto funzionamento, è bene ispezionare di tanto in tanto i morsetti e proteggerli con vaselina da azioni ossidanti.

3°) *Ricarica*: indizi di batteria scarica sono la luce fioca e rossastra delle lampadine, la difficoltà di avviamento, e la diminuzione del peso specifico dell'elettrolito (da 1,28 scende a circa 1,15 per batteria scarica).

Lo stato di ricarica è segnalato, oltre che dal ripristino del peso specifico e dal valore della tensione, anche dallo sviluppo di gas (idrogeno e ossigeno elettrolitico).

Prevedendo lunghi periodi di inattività occorre staccare le batterie, porle in locali asciutti e possibilmente freschi e ventilati, ma non freddi. Le batterie vanno scaricate e subito dopo ricaricate a fondo ogni qualche mese, per evitare la *solfatazione* e cioè la formazione, susseguente alla scarica, di strati duri e cristallini di solfato di piombo (riconoscibili per il loro colore biancastro) che essendo difficilmente scomponibili non permettono più la ricarica e quindi l'utilizzazione della batteria. Un sistema più radicale consiste nel togliere completamente l'elettrolito e sostituirlo con acqua distillata, avendo sempre cura di ungere morsetti e ponti con vaselina.

148. Accumulatori al ferro nichel.

Per cercare di ridurre il peso delle batterie si pensò di ricorrere a dispositivi con elettroliti di minore peso specifico. Nacque così l'accumulatore al ferro-nichel (accumulatore alcalino): ma i suoi vantaggi riguardo al peso sono più apparenti che reali. Esso può dare infatti, per elemento, una tensione di circa 1,2 Volt per cui sono necessari 10 elementi per ottenere una batteria di 12 Volt contro 6 elementi al piombo. Inoltre si verifica un altro grave difetto: l'aumento d'ingombro. Anche il rendimento, che si può ritenere dell'80% per l'elemento al piombo, si abbassa a circa il 60% per l'accumulatore al ferro-nichel. Infine il suo comportamento, specie alle scariche violente, è peggiore ed anche il prezzo è maggiore.

A questo si contrappongono i seguenti vantaggi: maggiore durata, robustezza meccanica superiore, nessun pericolo di solfatazione quando la batteria è lasciata scarica ed inattiva.

Nonostante ciò le applicazioni dell'accumulatore al ferro-nichel sono piuttosto rare e limitate.

Un elemento ha elettrodi a piastre negative di ferro-cadmio e positive di nichel; la massa negativa è perossido di sodio e l'elettrolito è una soluzione di potassa caustica. L'accumulatore non differisce molto, nella struttura, da quello al piombo. I tipi più noti sono l'Edison e lo Jungner.

CAPITOLO QUARTO

ORGANI PRINCIPALI DEL MOTORE

149. Composizione del motore.

Il motore è composto di un gruppo di organi principali e di gruppi di organi ausiliari oltre che del sistema di alimentazione e di quello d'accensione già esaminati.

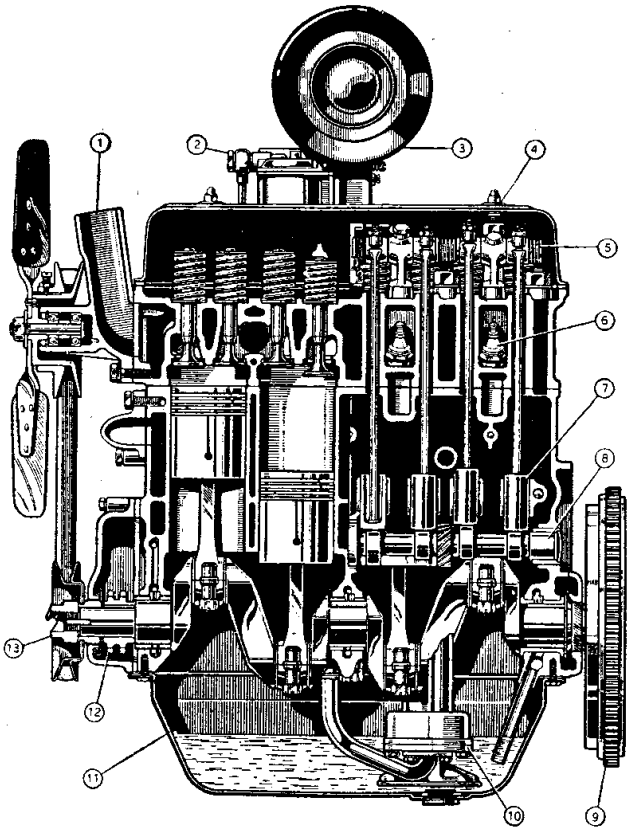


Fig. 170. – Sezione longitudinale di un motore da autovettura (FIAT 1100). Quattro cilindri; diametro 68 mm; corsa 75 mm; cilindrata 1090 cm³; potenza 34 Cv a 4400 giri/min.

1, Tubo uscita acqua dalla testa cilindri. – 2, Carburatore. – 3. Filtro aria. – 4, Pomello fissaggio coperchio testa. – 5, Asse porta bilancieri. – 6, Candele. – 7, Punterie. – 8, Albero della distribuzione. – 9, Corona dentata per l'avviamento elettrico. – 10, Pompa olio. – 11, Coppa serbatoio olio. – 12, Ingranaggio comando distribuzione. – 13, Innesto per manovella avviamento a mano.

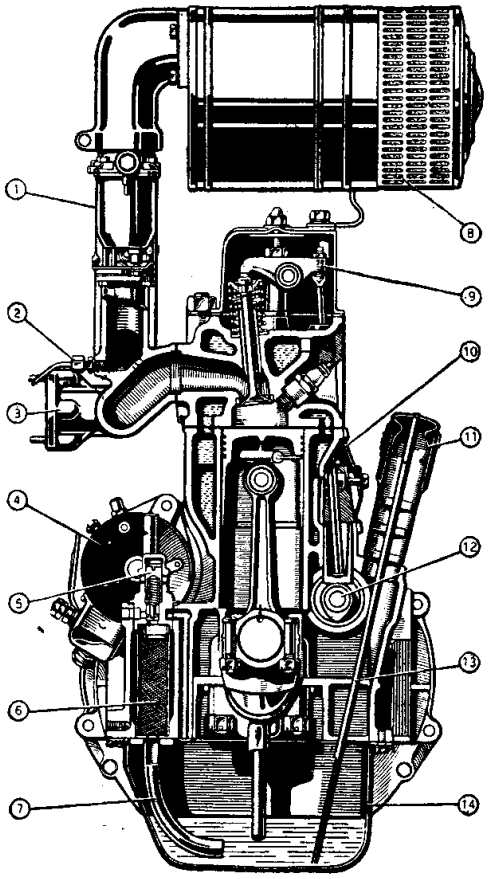


Fig. 171. – Sezione trasversale di un motore da autovettura (FIAT 1100).

1, Carburatore. – 2, Scarico benzina condensata. – 3, Collettore d'aspirazione e scarico. – 4, Motorino elettrico d'avviamento. – 5, Valvolina regolatrice pressione olio. – 6, Filtro olio. – 7, Tubo olio dalla pompa al filtro. – 8, Filtro aria. – 9, Bilanciere comando valvole. – 10, Coperchio d'ispezione. – 11, Bocchettone sfiatatoio introduzione olio. – 12, Albero della distribuzione. – 13, Asta indicatrice livello olio. – 14, Coppa serbatoio olio.

Per **organi principali** intenderemo: il cilindro o il gruppo cilindri, le teste; il basamento; gli stantuffi con i relativi anelli ed il perno (spinotto); le bielle; l'albero a gomiti; il meccanismo della distribuzione, compreso il comando.

Per **gruppi ausiliari** intenderemo quelli che servono ad assicurare la circolazione dell'acqua e dell'olio lubrificante; quelli che servono all'avviamento; i filtri; gli sfiatatoi, ed altri organi accessori.

150. Cilindri.

Il cilindro è la parte fondamentale del motore; ha la funzione di camera di espansione del gas e di guida per lo stantuffo.

Inizialmente i cilindri venivano costruiti separati uno dall'altro; attualmente, nelle applicazioni automobilistiche e aeronautiche, tutti i cilindri disposti in un piano ed aventi gli assi paralleli fra loro sono fusi in un sol getto che viene chiamato *monoblocco* o *gruppo cilindri.* Viene fatta eccezione per i motori raffreddati ad aria nei quali, a causa dell'alettatura, i cilindri sono generalmente separati l'uno dall'altro, e per i motori molto grandi (destinati a potenti motoscafi, applicazioni ferroviarie ecc.) per i quali è conveniente avere blocchi non troppo pesanti ed ingombranti per ragioni di facilità di smontaggio e di ricambio.

I vantaggi della costruzione a monoblocco sono:

1°) diminuzione della lunghezza totale del motore;

2°) aumento di rigidità del motore;

3°) semplificazione dei passaggi per l'acqua e dei condotti di aspirazione e scarico nel caso della disposizione a valvole laterali;

4°) minor costo di produzione e migliore aspetto estetico.

Come vedremo nel paragrafo seguente, i cilindri possono essere *con testa integrale* o *con testa riportata.*

I blocchi cilindri sono, salvo rare eccezioni, del secondo tipo, e possono essere realizzati in due modi: con i cilindri veri e proprii, o *canne,* formanti parte integrale della fusione del blocco, oppure con i cilindri *riportati.*

Il *blocco cilindri con canne integrali* (fig. 172) è il tipo più usato nei motori piccoli: quando le valvole sono laterali comprende, oltre i passaggi per l'acqua di raffreddamento, parte dei condotti di aspirazione e scarico, le sedi e le guide delle valvole.

Spesso il blocco cilindri forma un pezzo unico con il basamento, a tutto vantaggio della rigidità e della semplicità.

Il *tipo a canne riportate* è adottato normalmente in aviazione perchè, per ottenere la massima leggerezza, il blocco viene fuso in alluminio; è usato pure, ma più raramente, in automobilismo per la stessa ragione. Nei motori per trattrici o autocarri si può dire generalizzato perchè, pur essendo il blocco fuso in ghisa, si vuole avere la possibilità di sostituire le canne facilmente usurate dal la-

voro pesante e dalla polvere. Le canne riportate possono essere: piantate nel blocco cilindri — *canne a secco*, fig. 173 — oppure semplicemente guidate nel blocco cilindri — *canne in umido*, fig. 174 —. Le denominazioni di canna a secco e canna

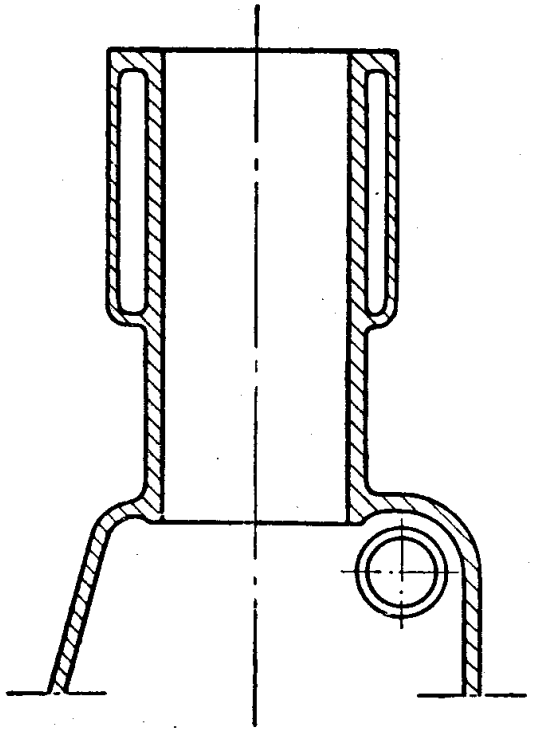


Fig. 172. – Cilindro con canna integrale.

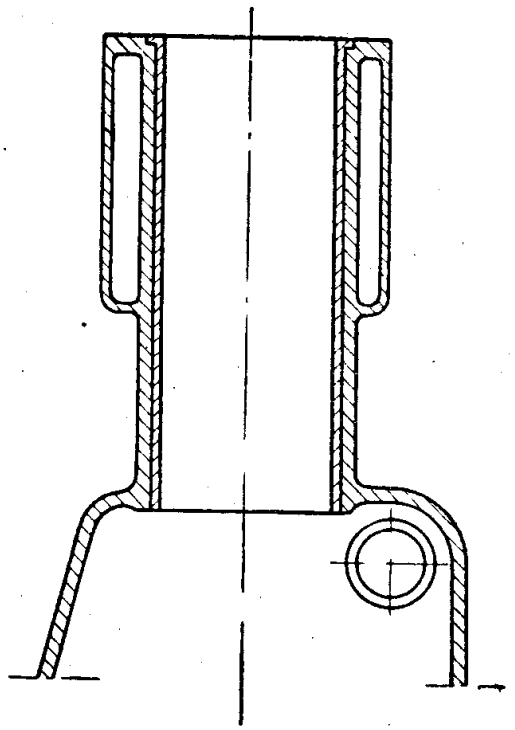


Fig. 173. – Cilindro con canna riportata « a secco ».

in umido derivano dal fatto che nel primo caso la superficie esterna della canna è in contatto con la ghisa del blocco mentre nel secondo è direttamente bagnata dall'acqua. In fig. 175 è riportato un blocco cilindri con canne a secco per motore d'autocarro.

Con il sistema delle canne riportate si ha il vantaggio di poter scegliere per la loro costruzione un materiale di grande durezza superficiale e resistente all'usura come la ghisa centrifugata,

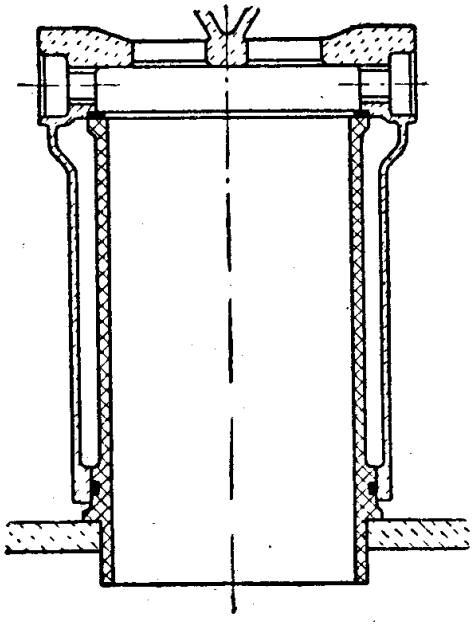


Fig. 174. – Cilindro con canna riportata « in umido » (tipo Rolls-Royce).

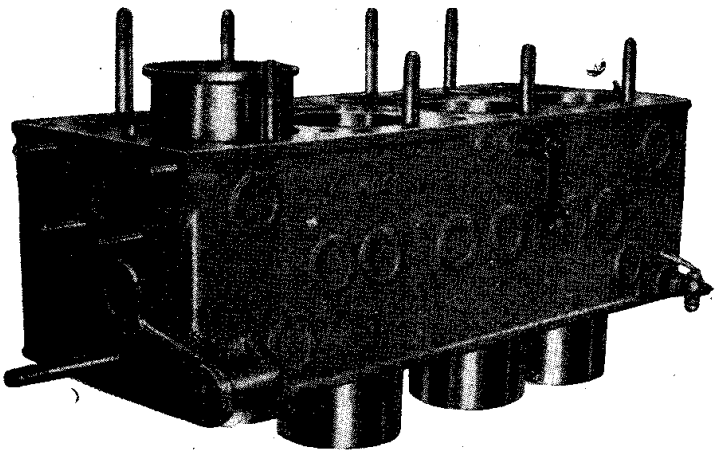


Fig. 175. – Monoblocco con canne riportate « a secco ».

ghisa temperata, l'acciaio nitrurato ecc. I blocchi cilindri con canne integrali vengono fusi in ghisa a grana fine che si presta bene sia per la facilità della fusione e della lavorazione come per la particolare attitudine ad offrire una superficie liscia che facilmente si adatta, con il consumo, alla forma dello stantuffo. Per migliorare la resistenza all'usura spesso viene usata ghisa al fosforo-manganese, al nichel o al nichel-cromo-molibdeno.

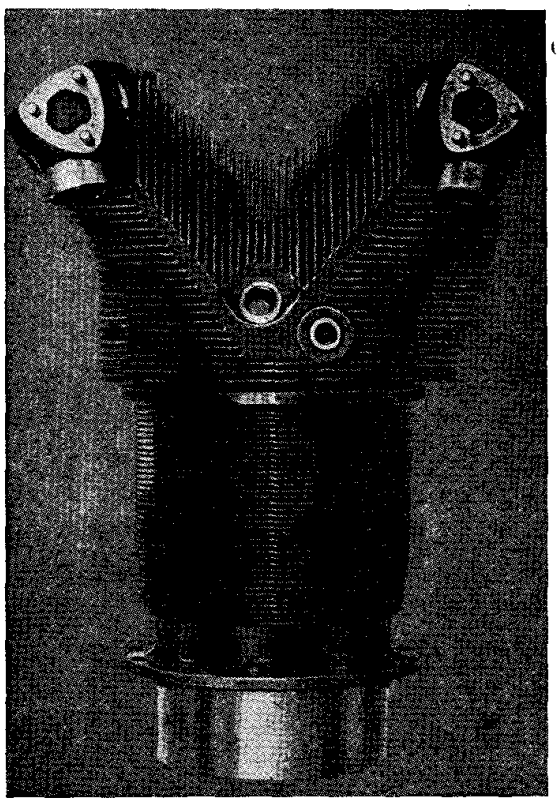


Fig. 176. – Cilindro con testa per motore d'aviazione raffreddato ad aria.

Nei motori d'aviazione raffreddati ad aria (fig. 176) le canne sono costruite in acciaio e completamente lavorate anche all'esterno; portano in basso la flangia per l'attacco al basamento (o incastellatura) e in alto la filettatura per l'avvitamento nella testa. Nei motori per motociclette i cilindri sono in generale fusi in ghisa e l'unione alla testa è ottenuta con bulloni.

151. Teste.

Nel capitolo primo della 2ª parte sono stati descritti i tipi di teste dal punto di vista della forma della camera di combustione e della posizione delle valvole e delle candele; diamo ora qualche dato sulle loro particolarità costruttive.

Per un certo periodo di tempo nelle costruzioni automobilistiche le teste vennero costruite in un sol pezzo con i cilindri, ma la soluzione si dimostrò poco pratica; attualmente si può dire che tutti i motori per autoveicoli siano con cilindri a *testa riportata*. La testa in un sol pezzo con il cilindro è invece ancora abbastanza frequente in aeronautica per ragioni di leggerezza; nelle figg. 177 e 178 è rappresentato un blocco cilindri con canne in umido e testa integrale. Nei motori piccoli le teste formano *un solo blocco fuso* mentre nei motori grandi sono spesso suddivise in gruppi oppure sono tutte separate per facilitare il montaggio.

Nel caso del monoblocco l'unione fra testa e cilindri è ottenuta per mezzo di bulloni disposti in modo da assicurare la tenuta ed impedire deformazioni sotto l'azione del calore. Per la tenuta dei gas e dell'acqua di raffreddamento, fra testa e monoblocco è in generale interposta una guarnizione in cartone di amianto, rinforzata ai bordi con lamiera di rame o di acciaio, o composta di altri materiali cedevoli e resistenti al calore. L'acqua passa dai cilindri alle teste attraverso fori praticati nelle pareti di combaciamento.

Nel caso dei cilindri singoli le teste sono avvitate a caldo sulle

canne (motori d'aviazione) o unite mediante bulloni con o senza l'interposizione di guarnizioni (motori da motocicletta).

I vantaggi che la testa riportata presenta nei confronti di quella formante corpo col blocco cilindri sono:

1°) maggior facilità di fusione della testa e del gruppo cilindri;

2°) maggior facilità di lavorazione specialmente sentita nel caso della disposizione a valvole in testa;

3°) maggior facilità di pulizia della camera di combustione dovuta alla facilità di smontaggio della testa

4°) possibilità di variare il rapporto di compressione variando lo spessore della guarnizione o, ritoccando la testa.

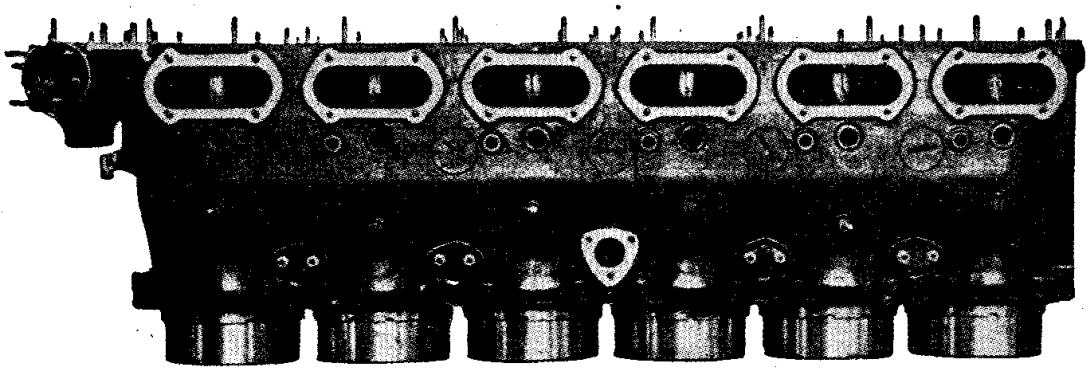


Fig. 177. – Blocco cilindri con testa integrale per motore d'aviazione.

Le teste sono fuse in ghisa od in leghe di alluminio; l'alluminio, oltre il vantaggio della leggerezza, presenta quello di permettere un più alto rapporto di compressione grazie al suo elevato coefficiente di trasmissione del calore. Le *sedi delle valvole* ed in particolare quelle di scarico sono soggette ad un forte logorio data l'alta temperatura cui sono sottoposte, per cui nelle teste di alluminio (e spesso anche nelle teste e nei blocchi cilindri in ghisa) esse vengono *riportate* e

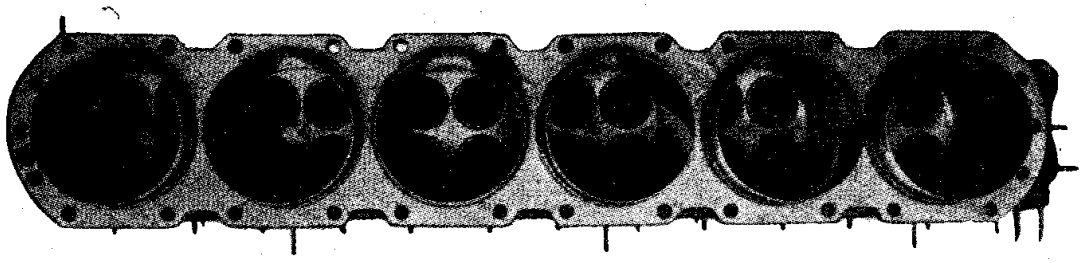


Fig. 178. – Blocco cilindro con testa integrale per motore d'aviazione (visto di sotto).

costruite in materiali speciali che si mantengono duri anche ad elevate temperature. In automobilismo vengono usate sedi in ghisa speciale; in aviazione sedi in bronzo d'alluminio, acciaio rapido, acciaio austenitico con superficie stellitizzata (stellite = lega non ferrosa di carburi di cobalto, cromo e vanadio usata per utensili). Queste sedi sono o piantate o avvitate nella fusione; quando la fusione è in alluminio, che ha un coefficiente di dilatazione al calore superiore all'acciaio, per aver la sicurezza che anche in funzionamento si mantengano ben aderenti al blocco, le sedi vengono montate previo loro forte raffreddamento o previo riscaldamento del blocco.

152. Basamento.

Il basamento sopporta per mezzo di cuscinetti l'albero motore e serve a collegare i vari gruppi meccanici oltre che a racchiudere e proteggere nel suo interno gli organi rotanti e l'olio lubrificante. Esso porta gli appigli per il fissaggio del motore alle strutture di sostegno (telai sugli autoveicoli, carlinghe o ali negli aeroplani) e deve perciò sopportare, oltre che gli sforzi interni agenti sul manovellismo e nei cilindri, anche la coppia di reazione e, nel caso del motore d'aviazione, la spinta dell'elica.

Nelle applicazioni automobilistiche, date le dimensioni ridotte, è attualmente generalizzata la soluzione del basamento incorporato con

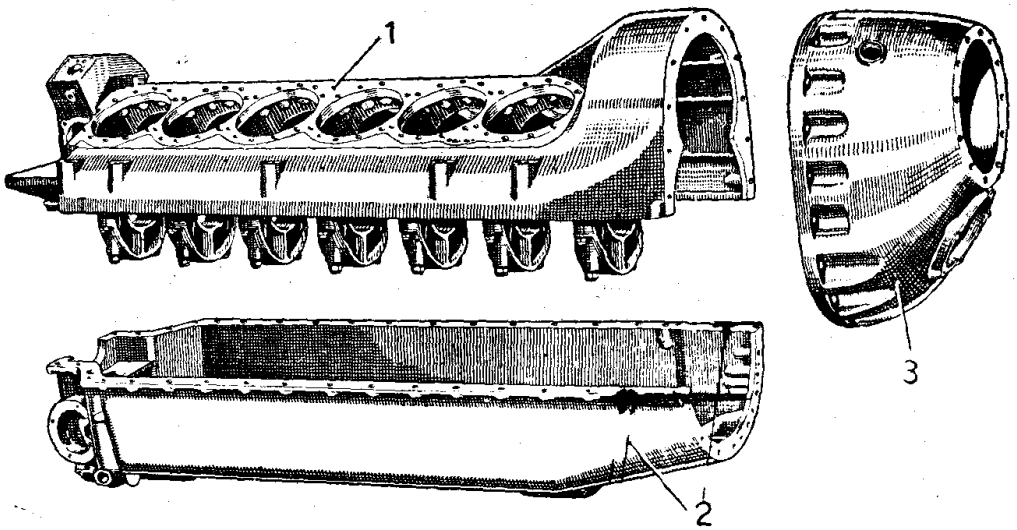


Fig. 179. – Motore d'aviazione raffreddato ad acqua.
1, Basamento. – 2, Coppa. – 3, Scatola del riduttore.

il gruppo cilindri per ragioni di semplicità e di basso costo di produzione (figg. 172 e 173). Per i motori d'aviazione raffreddati ad acqua è invece generalizzato il basamento separato dai cilindri anche perchè, essendo i motori a più file di cilindri e grandi le loro dimensioni, la fusione e la lavorazione sarebbero oltremodo difficili (fig. 179). Nei motori stellari raffreddati ad aria il basamento è per lo più formato da due metà che si uniscono a mezzo di bulloni in corrispondenza del piano nel quale giacciono gli assi dei cilindri; in quelli a doppia stella è generalmente formato da 3 parti unite in modo analogo (fig. 180).

Nel basamento sono praticate le forature per il passaggio dell'olio lubrificante, quelle per i sopporti dell'albero degli eccentrici e quelle per le guide valvole e punterie (quando le valvole sono laterali). Esso è provvisto di vari piani e flangie principali di collegamento come: i piani di attacco dei gruppi cilindrici e delle teste; i piani di attacco della coppa per l'olio e di eventuali coperchi di chiusura; il piano d'attacco per la scatola porta comandi ausiliari; quello per la scatola del gruppo porta elica (aviazione); quello del coperchio del comando distribuzione, e quello

della scatola del cambio di velocità (automobilismo). In più porta gli attacchi per il magnete o lo spinterogeno, per la dinamo e il motorino d'avviamento ecc. In automobilismo i basamenti sono fusi in ghisa o in lega di alluminio; in aviazione sono fusi in lega di alluminio o in electron od anche in acciaio, oppure fucinati in duralluminio (motori stellari).

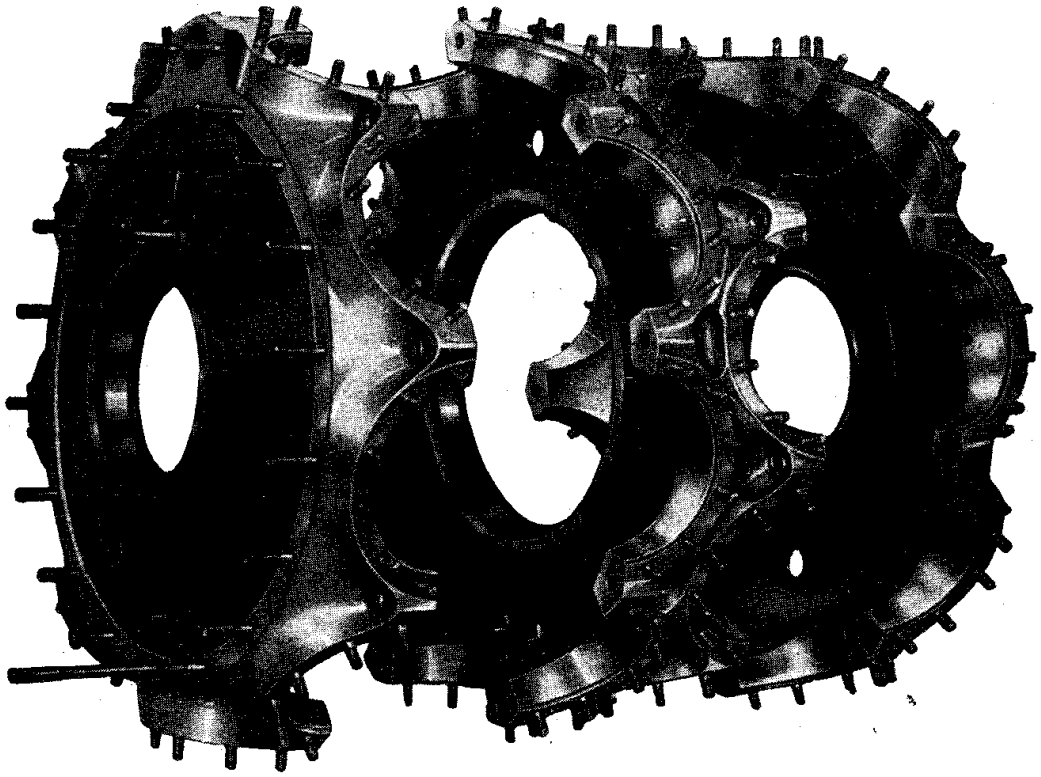


Fig. 180. – Basamento di un motore d'aviazione a doppia stella.

153. *Stantuffi ed anelli.*

I compiti dello stantuffo sono: funzionare da parete mobile della camera di espansione; trasmettere alla biella la forza motrice fornita dalla pressione dei gas; fare da guida al piede della biella. Esso deve resistere efficacemente alle alte temperature, trasmettere il calore alla parete del cilindro che a sua volta lo trasmette all'acqua o all'aria refrigerante, e resistere all'usura dovuta allo sfregamento nel cilindro.

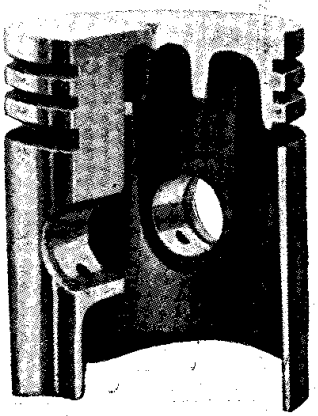


Fig. 181. – Stantuffo di un motore per autoveicolo.

Lo stantuffo dei motori ad accensione per scintilla è quasi sempre costruito in un sol pezzo (fig. 181); è composto dalla *testa*, che sopporta direttamente la spinta dei gas, e dal *mantello*, che serve da pattino di guida per il piede di biella e ne sopporta la spinta laterale.

L'articolazione fra stantuffo e biella è ottenuta con un *perno* o *spinotto* attraverso lo stantuffo in corrispondenza di due borchie opposte portate dalla testa o dal mantello. In fig. 177 è riportato uno stantuffo per motore d'aviazione.

La *testa* dello stantuffo può essere a superficie piana, o convessa, o concava; può anche avere una forma speciale per guidare il fluido, come nei motori a due tempi, o per provocarne la turbolenza. Il *mantello* può essere unito alla testa su tutta la circonferenza o solo parzialmente in corrispondenza delle borchie per il perno (fig. 181 e 183). Quest'ultimo sistema è seguito quando si vuol isolare in

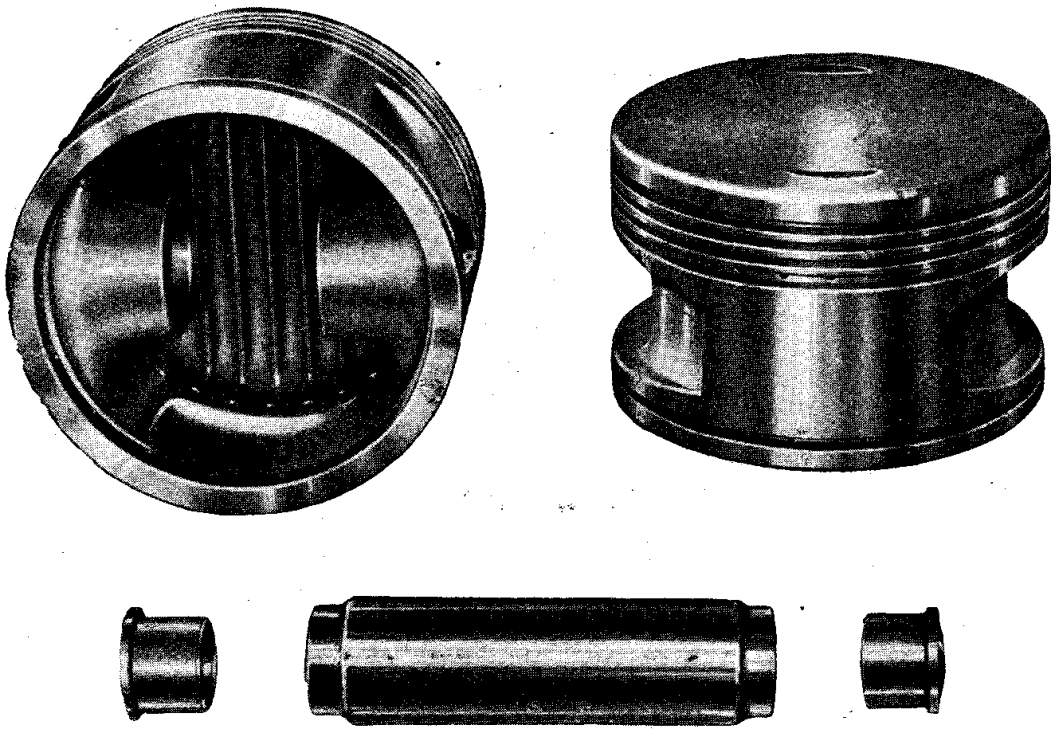


Fig. 182. – Stantuffo per motore d'aviazione e spinotto con pastiglie d'arresto.

certo qual modo il mantello dalla testa per renderlo più elastico e perciò più facilmente adattabile alla superficie del cilindro. Per ridurre al minimo il gioco fra stantuffo e cilindro (gioco necessario per permettere la dilatazione dovuta al calore), ed eliminare battiti fastidiosi, si dà una certa elasticità al mantello tagliandolo longitudinalmente (fig. 183).

Allo scopo di diminuire il più possibile le forze d'inerzia si tende a rendere gli stantuffi sempre più leggeri; perciò, mentre per il passato si costruivano in ghisa o, più raramente, in acciaio, attualmente si costruiscono per lo più in leghe di alluminio. Dato il forte coefficiente di dilatazione dell'alluminio è necessario adottare un notevole gioco fra mantello e cilindro ed accorgimenti speciali per impedire possibilità di forzamenti e per ottenere un buon combaciamento fra le superficie lavoranti come, ad es., una certa ovalità e conicità del mantello tali che a caldo (in condizioni normali di funzionamento) lo stantuffo diventi, in seguito alla dilatazione, cilindrico. Sempre con questo scopo spesso in automobilismo sono usati stantuffi bimetallici: il mantello è in tal caso diviso in due metà unite alle borchie dello spinotto portate dalla testa, mediante piastrine di acciaio al Ni, chiamato Invar, avente basso coefficiente di dilatazione (fig. 184).

Nei motori per autoveicoli gli stantuffi si fanno piuttosto lunghi (lunghezza uguale o maggiore al diametro) per avere basse pressioni specifiche sul mantello e quindi bassi consumi sia del mantello che delle canne (figg. 181-183-184); nei motori d'aviazione per ragioni di peso si fanno assai corti (0,75 ÷ 1 *D*) e alleggeriti (fig. 182).

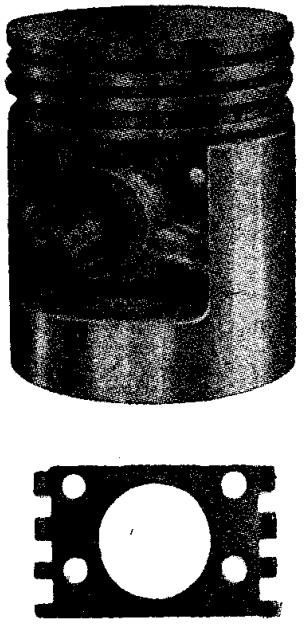


Fig. 184. – Stantuffo bimetallico per motore d'autovettura e sua piastra in metallo Invar.

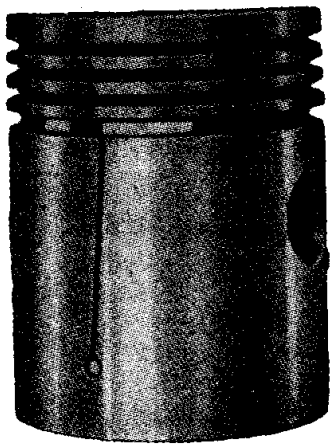


Fig. 183. – Stantuffo per motore da autoveicolo con taglio per l'elasticità del mantello.

Lo **spinotto** (fig. 185) è in genere un perno tubolare costruito in acciaio cementato; esso viene montato in tre modi principali diversi (fig. 181):

a) bloccato nello stantuffo;

b) bloccato nel piede di biella,

c) lasciato libero sia nel piede di biella che nello stantuffo.

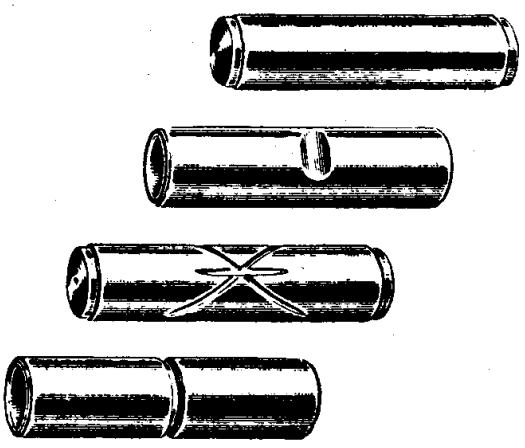


Fig. 185. – Tipi di spinotti.

Quest'ultima soluzione è attualmente la preferita; una applicazione di questo tipo per motore d'aviazione è rappresentata in fig. 182.

Le **fascie elastiche**, o anelli ad espansione, applicate nelle scanalature praticate sulla superficie esterna dello stantuffo, hanno il compito di assicurare la tenuta della pressione dei gas e di impedire che l'olio lubrificante passi in quantità eccessiva dalla camera del manovellismo in quella di combustione.

Gli anelli si dividono quindi in due tipi principali: *anelli di tenuta* (fig. 187) e *anelli raschiaolio* (fig. 188). I primi sono a sezione rettangolare e si applicano nella parte più vicina alla camera di combustione: sono generalmente in numero di 2 o 3, ma per motori d'aviazione sono

talvolta ridotti ad uno solo. I secondi, con sezione a *C* o con forma ad unghia, si applicano al disotto dei primi ed in scanalature dello stantuffo aventi fori radiali che servono a riportare nell'interno dello stantuffo stesso, e perciò nel basamento e poi nella coppa, l'olio raccolto.

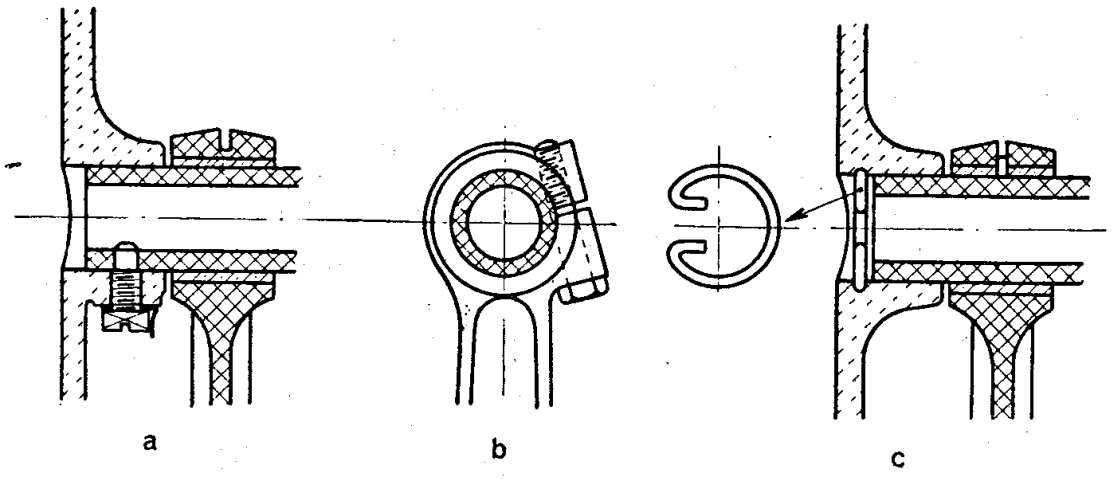


Fig. 186. – Montaggio dello spinotto.

Gli esempi delle figg. 187 e 188 sono sufficienti per dare un'idea della forma degli anelli; sono stati studiati diversi modi di sovrapposizione delle due estremità per impedire perdite di pressione, ma è stato provato che questi accorgimenti non hanno che un'importanza minima ed attualmente si generalizzano le estremità a taglio normale.

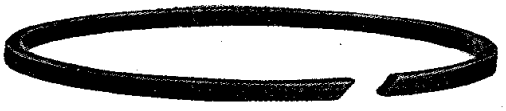


Fig. 187. – Anello di tenuta.

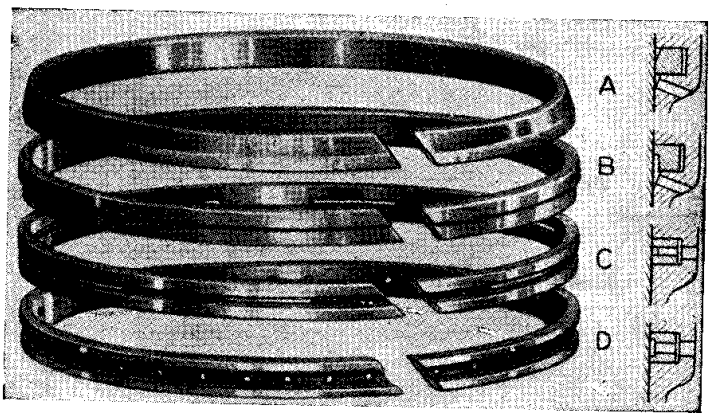


Fig. 188. – Anelli raschiaolio.

Gli anelli devono avere le seguenti caratteristiche:

1°) essere sufficientemente elastici per permettere il montaggio e mantenere la necessaria pressione sulla parete del cilindro;

2°) offrire una pressione il più possibile uniforme su tutta la circonferenza;

3°) non essere troppo duri, in modo da non raschiare indebitamente la superficie del cilindro, ma esserlo a sufficienza per resistere all'usura.

Sono costruiti in ghisa grigia a grana fine. Mentre per l'addietro venivano ricavati da un tubo, ora vengono fusi individualmente per ottenere una miglior struttura del materiale ed avvicinare maggiormente le caratteristiche teoriche; vengono anche costruiti in ghisa centrifugata.

Il gioco fra le scanalature dello stantuffo e gli anelli non deve essere troppo ridotto perchè la dilatazione dello stantuffo non impedisca il loro buon funzionamento, mentre d'altra parte non deve superare certi valori che sarebbero causa di insufficiente tenuta. La fig. 189 rappresenta la disposizione degli anelli in uno stantuffo per motore d'aviazione.

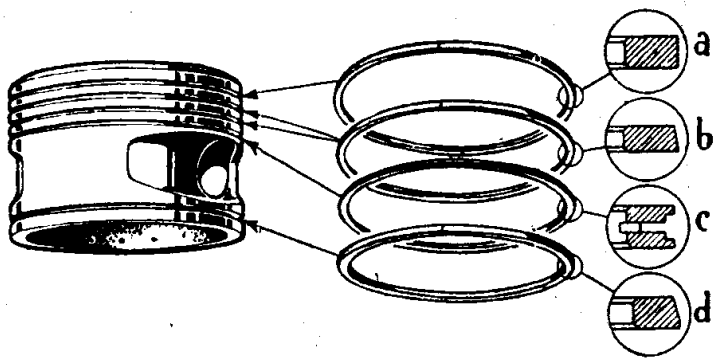


Fig. 189. – Stantuffo per aviazione con anelli.

a), Anello di tenuta. – *b*), Anelli raschiaolio ad unghia. – *c*) Anello raschiaolio con sezione a C.

154. Biella.

È l'organo intermedio fra lo stantuffo e l'albero a gomiti: è formata (fig. 190) dalla *testa* che abbraccia il bottone di manovella dell'albero, dal *piede* che abbraccia lo spinotto, e dal *fusto o corpo* che collega il tutto. Quando lo spinotto è libero di ruotare nel piede di biella, questo è provvisto di una boccola (cuscinetto) di bronzo in esso piantata a forza: la sua lubrificazione è ottenuta, per mezzo dell'olio proiettato dal manovellismo, attraverso un foro od un taglio praticato sull'occhio della biella (fig. 190),

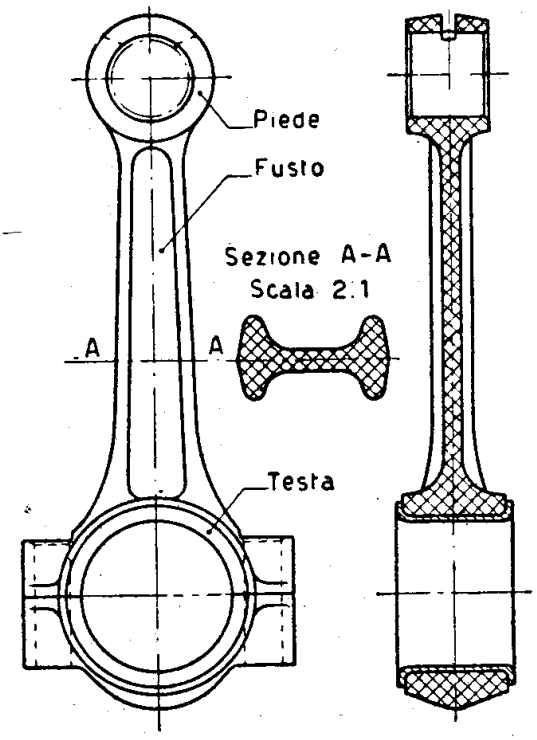


Fig. 190. – Biella.

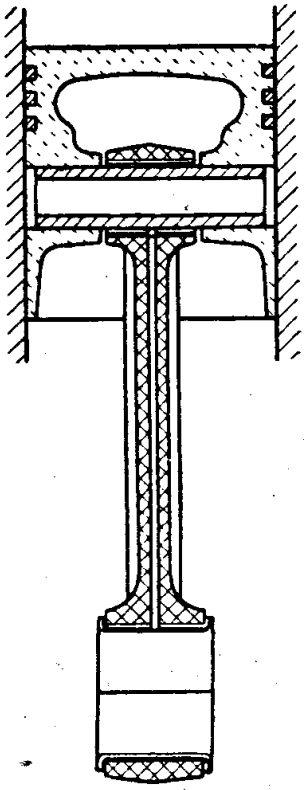


Fig. 191. – Lubrificazione forzata dello spinotto.

oppure per mezzo di olio sotto pressione proveniente dall'albero motore attraverso il cuscinetto della testa e un tubicino oppure un foro lungo il fusto della biella (fig. 191).

La testa, fatta eccezione per il caso in cui il cuscinetto corrispondente è a rulli, è, per ragioni di montaggio, divisa in due in corrispondenza di un piano diametrale generalmente normale all'asse della biella. La parte asportabile è il *cappello* che è tenuto

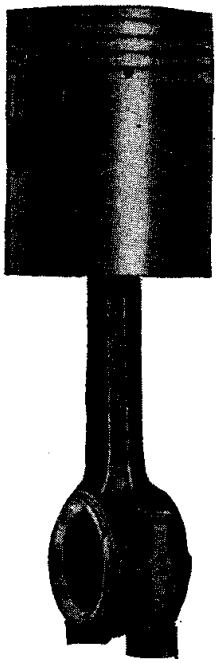


Fig. 192. – Biella e stantuffo per motore d auto-vettura.

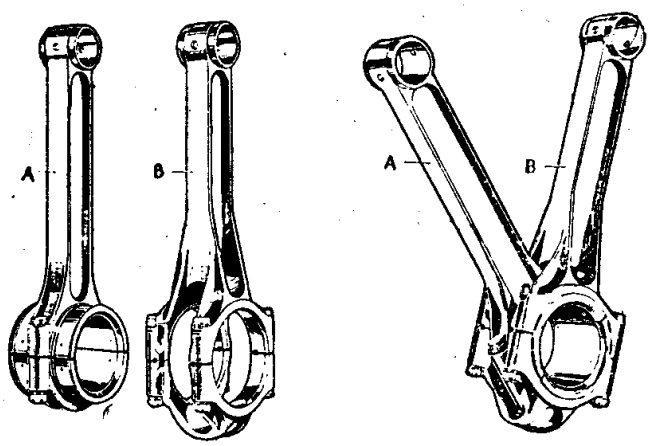


Fig. 193. – Biellismo per motore in V.

in sede per mezzo di bulloni passanti o di viti che possono essere libere o prigioniere nella biella. Il piano di unione fra fusto e cappello è qualche volta inclinato rispetto all'asse della biella allo scopo di ottenere minor ingombro trasversale e permettere così che la biella possa essere smontata, sfilandola con lo stantuffo, dall'alto del cilindro. Nell'interno della testa è il cuscinetto diviso in due metà o *gusci*, uno applicato alla biella ed uno al cappello: la loro rotazione per trascinamento è impedita da un *grano*, in genere disposto in corrispondenza dell'asse longitudinale del fusto.

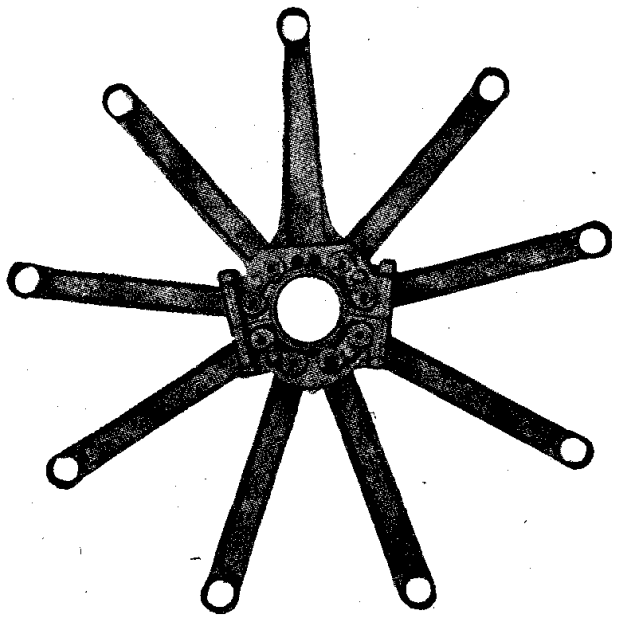


Fig. 194. – Biellismo per motore stellare.

Il *fusto* è per lo più con sezione a doppio T con raccordi ampi onde non creare punti di sollecitazione concentrata e passaggi di sezione pericolosi; talvolta è tubolare per maggiore leggerezza.

Nei motori da autoveicoli le bielle sono eseguite di stampo e la superficie del fusto è lasciata greggia dopo l'operazione di stampatura (fig. 192); in quelli d'aviazione tutte le superfici sono accuratamente lavorate. In fig. 193 è rappresentato un biellismo di un motore d'aviazione a V e in fig. 194 quello di un motore stellare.

Il materiale usato è l'acciaio al carbonio (0,35 ~) per le costruzioni economiche e l'acciaio al cromo-nichel o al cromo-molibdeno-vanadio nei casi in cui si hanno forti sollecitazioni. Vengono pure costruite bielle stampate in duralluminio.

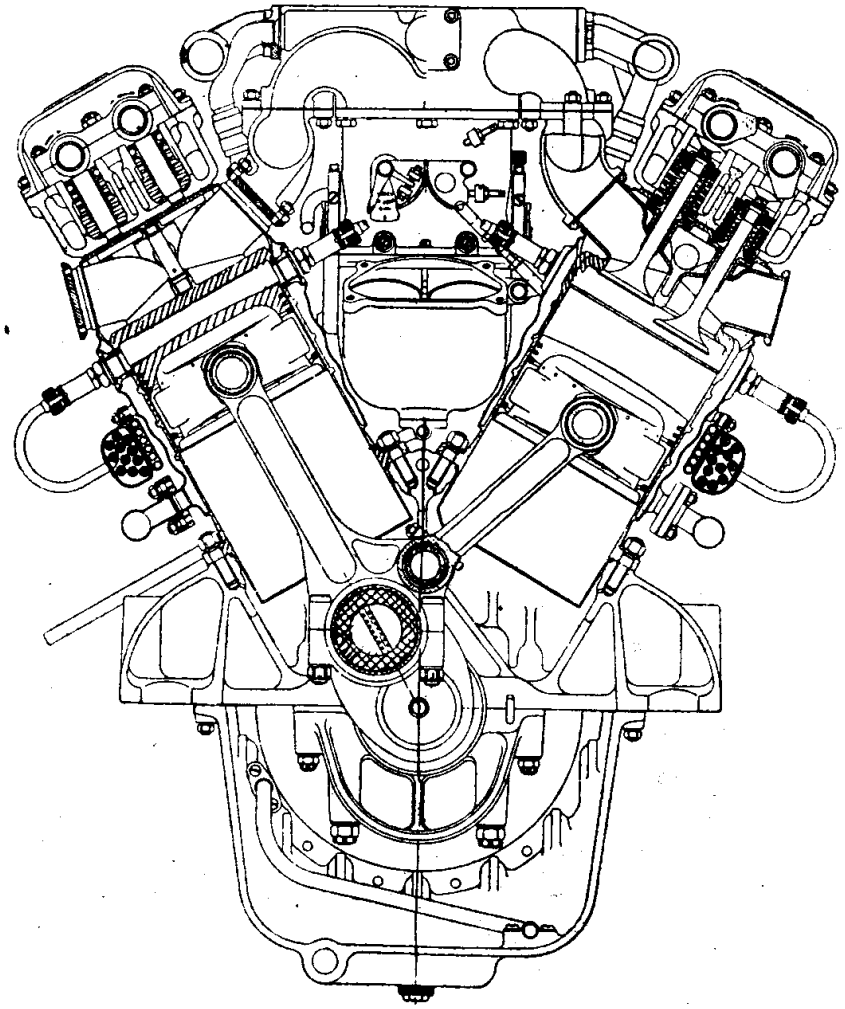


Fig. 195. – Sezione trasversale di un motore d'aviazione a dodici cilindri in V.

155. Albero a gomiti.

È una delle parti più importanti del motore; è sottoposto ad un lavoro severo per cui richiede un'opportuna scelta del materiale ed una accurata lavorazione L'albero a gomiti (fig. 191) è composto di *perni di banco*, di *perni di biella*, di *bracci di manovella* e di due estremità conduttrici. Un perno di biella con i due bracci relativi forma una *manovella*: fra due perni di banco possono essere comprese una o due o anche tre manovelle; solo raramente quattro.

Di regola l'albero è fucinato in un sol pezzo (autoveicoli) ma spesso è composto di parti variamente collegate fra loro (motori di grandi dimensioni, monocilindri o bicilindri per motociclette, motori d'aviazione stellari, motori con cuscinetti di biella e di banco su rulli o su sfere).

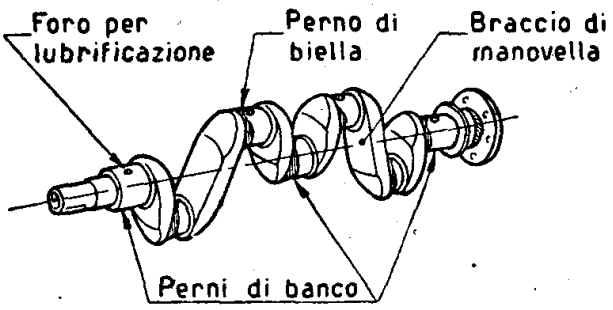


Fig. 196. – Albero a gomiti.

La fig. 197 mostra l'albero del motore d'aviazione a doppia stella FIAT A 80 avente un sopporto centrale a rulli.

Le dimensioni dell'albero in corrispondenza dei *perni* sono calcolate in funzione dei carichi che i cuscinetti debbono sopportare, della velocità di regime, e della rigidità che è necessario ottenere per impedire il verificarsi di cedimenti per flessione e di vibrazioni torsionali. Quando un albero soddisfa a queste condizioni è generalmente più che sufficiente per trasmettere la potenza utile. Abbiamo già detto nella parte

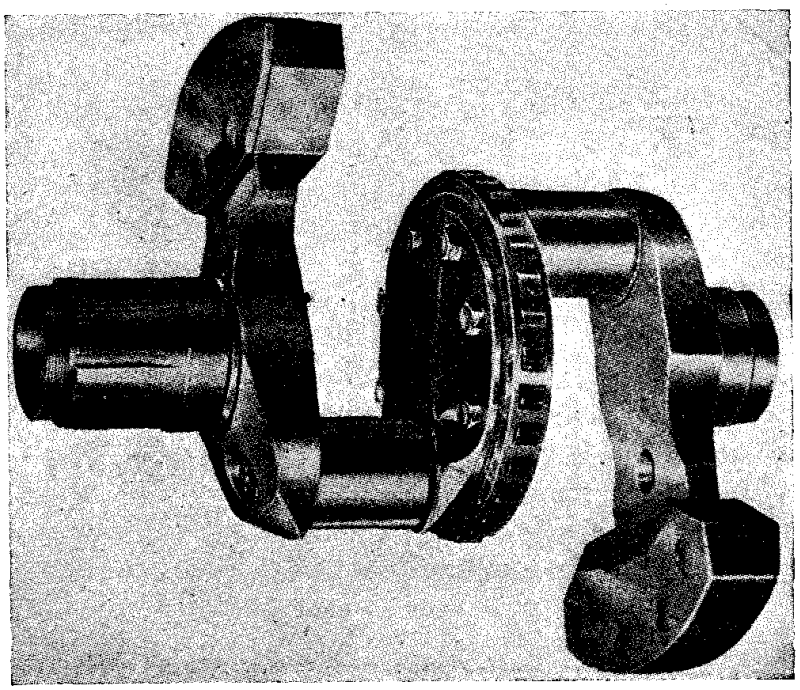


Fig. 197. – Albero a gomiti per motore a doppia stella con cuscinetto centrale a rulli.

prima come si calcolano i carichi risultanti sui perni di biella, come si debba tener conto delle vibrazioni torsionali, e quale importanza abbia l'equilibramento dell'albero e come lo si ottenga: riportiamo ora alcune considerazioni pratiche.

Il fattore che limita la *capacità di carico di un cuscinetto* è la sua attitudine a resistere al calore generato dall'attrito; *questa attitudine è*

approssimativamente proporzionale all'area proiettata e cioè al prodotto della lunghezza per il diametro. È poichè il calore svolto è proporzionale alla velocità periferica v del perno (velocità di strisciamento) e, entro certi limiti, alla pressione unitaria p, che è calcolata come rapporto fra il carico e l'area proiettata del cuscinetto, in definitiva il grado di carico di un cuscinetto è espresso dal prodotto $p \cdot v$ in $\frac{kg}{cm^2} \frac{m}{s}$.

Per un dato carico e per una data lunghezza del perno, aumentando il diametro aumenta la velocità di strisciamento ma diminuisce la pressione unitaria sul cuscinetto, per cui il progettista ha una certa libertà di scelta. Ma egli deve considerare che i diametri piccoli permettono deformazioni che localizzano pressioni eccessive in certi punti dei cuscinetti e ne pregiudicano la resistenza, e inoltre che essi possono dar luogo a vibrazioni torsionali È quindi buona norma tenere perni a diametro piuttosto grande con vantaggio della rigidità e anche della resistenza dei cuscinetti, poichè più facilmente appoggiano uniformemente su tutta la loro lunghezza. Questo fatto permette talvolta una certa diminuzione di lunghezza dei perni.

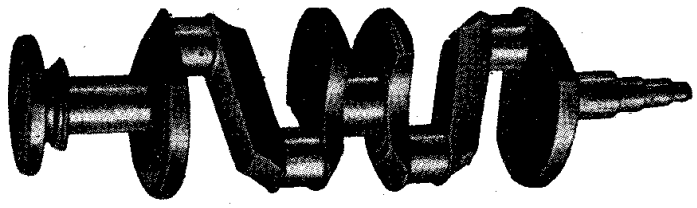


Fig. 198. – Albero contrappesato per un 4 cilindri a 4 tempi.

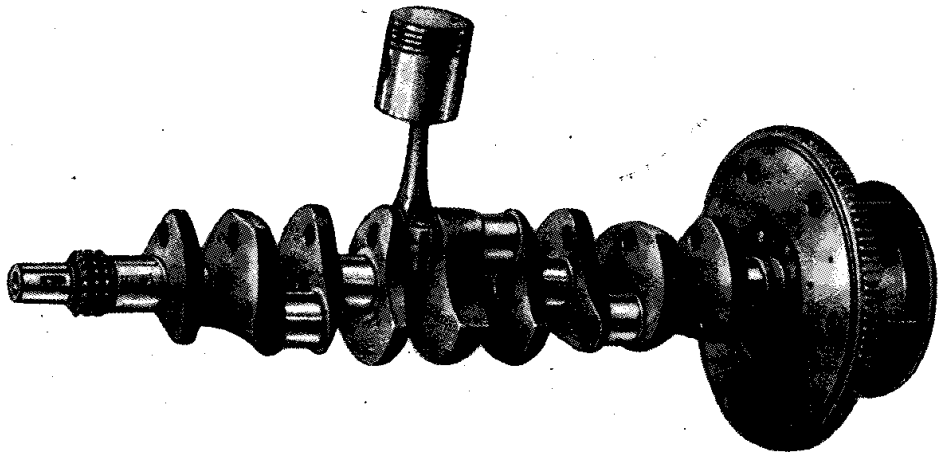


Fig. 199. – Albero contrappesato di un motore a 6 cilindri a 4 tempi.

I *contrappesi* possono essere ricavati da stampo in un sol pezzo con i bracci di manovella (e possono avere varie forme, specialmente in relazione alla possibilità di stampo), oppure essere riportati in vari modi.

Già è stato accennato al fatto che alberi di per sè perfettamente equilibrati vengono provvisti di contrappesi per diminuire il carico sui cuscinetti di banco.

Questo è il caso della maggior parte dei motori a cilindri in linea. Sebbene come insieme essi siano equilibrati, non sono equilibrate le loro manovelle prese singolarmente e, poichè l'albero è sempre più o meno flessibile, le forze centri-

fughe che agiscono sulle manovelle si trasmettono ai cuscinetti di banco adiacenti aumentandone il carico. Nei motori veloci è perciò normale l'aggiunta di contrappesi per equilibrare ogni manovella singolarmente: la fig. 198 mostra un albero di questo tipo per motore a quattro cilindri a 4 tempi e la fig. 199 quello di un motore a 6 cilindri pure a 4 tempi.

Il materiale usato normalmente per la costruzione degli alberi a gomiti è l'acciaio al carbonio e nei casi di maggiori sollecitazioni l'acciaio al cromo-nichel o al cromo-molibdeno-vanadio; ha grande importanza il trattamento termico. Quando a causa dei forti carichi debbono essere adottati cuscinetti con superficie piuttosto dura (bronzo al piombo, duralluminio ecc.) i perni dell'albero vengono induriti superficialmente con cementazione o con una tempera superficiale detta *framatura*. Il procedimento più moderno è il processo *Tocco* (americano) con il quale l'indurimento è ottenuto mediante un trattamento elettrico superficiale e successivo raffreddamento.

156. Cuscinetti.

I cuscinetti di banco e di biella, detti anche *bronzine*, sono generalmente divisi in due metà chiamate *gusci* (fig. 200), ricavate da un tubo sottile di acciaio o di bronzo o da una lamiera, e rivestite sulla superficie interna di *metallo antifrizione*. Sono provvisti di scanalature che servono ad assicurare la ripartizione dell'olio su tutta la loro superficie e, nel caso dei cuscinetti di banco, a guidare l'olio, proveniente dai condotti del basamento, nei fori praticati nell'albero per distribuirlo ai perni delle bielle. I due gusci devono combaciare con esattezza rispettivamente con l'interno della testa di biella e con la sede nel basamento perchè non subiscano, data la loro sottigliezza, deformazioni che potrebbero essere dannose all'antifrizione ed all'uniformità di contatto con i perni. Nei motori per autoveicoli è necessario che *il metallo antifrizione*, detto comunemente metallo bianco, possegga i seguenti requisiti:

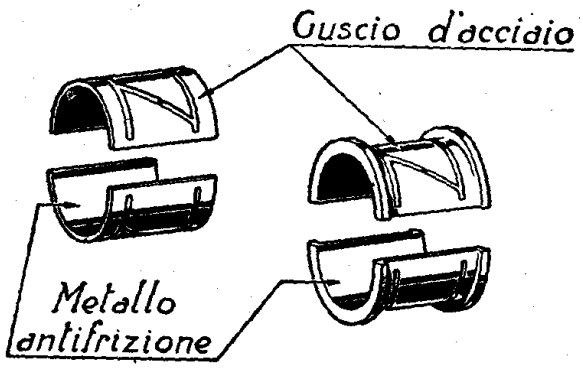


Fig. 200. – Cuscinetti di motore d'aviazione.

1°) non righi o blocchi l'albero in caso di mancanza di olio;

2°) la sua resistenza non diminuisca eccessivamente anche per aumenti di temperatura lievemente superiori a 160° in modo che, in condizione di massimo carico normale, non si verifichino scorrimenti di materiale, screpolature e premature rotture per fatica;

3°) permetta che le particelle solide eventualmente trascinate dall'olio penetrino in esso e restino assorbite;

4°) non subisca corrosioni per la eventuale presenza di acidi organici nell'olio;

5°) permetta una facile applicazione nei gusci e presenti una

forte adesione su di essi sia nel caso dell'applicazione diretta come nel caso di applicazione dopo stagnatura delle sedi.

Nei motori per autovetture è generalizzata l'applicazione del metallo bianco direttamente nelle teste di biella senza gusci.

Il *metallo bianco* comunemente usato in automobilismo era fino a qualche tempo addietro a base di stagno: una lega ottima è la seguente:

Stagno $84 \div 88$; Antimonio $7 \div 9$; Rame $4 \div 6$; Piombo 0,75.

Attualmente per ragioni economiche hanno preso grande diffusione leghe a base di piombo che, se bene applicate, danno ottimi risultati.

A leghe di questo tipo vengono in genere fatti sopportare valori del prodotto $p \cdot v$ *massimi* (ossia corrispondenti al carico massimo che si verifica durante il ciclo normale) dell'ordine di $650 \div 850 \frac{kg}{cm^2} \frac{m}{s}$ e $p \cdot v$ *medi* (ossia corrispondenti alla media dei carichi del ciclo) dell'ordine di $450 \div 550$. La pressione unitaria massima si aggira sugli $80 \div 100$ kg/cm^2.

Dato il continuo aumento di potenza specifica dei motori a carburazione sono venute sempre più a peggiorare le condizioni di lavoro dei cuscinetti. I loro limiti di resistenza sono nella maggior parte dei casi il più grande impedimento all'aumento di potenza del motore. È evidente che siano state fatte e siano sempre in corso ricerche per ottenere metalli antifrizione che permettano di aumentare sempre più i carichi unitari e la velocità di strisciamento. Si sono così creati metalli all'alluminio (Rolls Royce) ed al cadmio argento-rame.

Un metallo per cuscinetti che ha grande applicazione nei casi di forti carichi ed elevate temperature è la *lega Allison* a base di rame e piombo. Questa lega ha però l'inconveniente di essere piuttosto dura e di richiedere un'abbondante lubrificazione ed un forte gioco nei cuscinetti; se la superficie dei perni non è indurita essa viene rigata profondamente dalle impurità trascinate dall'olio, che non vengono assorbite da questo metallo antifrizione.

157. Il meccanismo della distribuzione.

A seconda della sistemazione delle valvole i motori si dividono in due grandi categorie — a *valvole laterali* e a *valvole in testa* — di cui già conosciamo, dal punto di vista teorico, le differenze in relazione al rendimento del motore ed alla potenza massima ottenibile.

La disposizione degli organi si mantiene la stessa per tutti i motori a **valvole laterali,** variando solamente i particolari di dettaglio. L'albero degli eccentrici è sempre situato nel basamento, dal quale è sopportato mediante cuscinetti generalmente di bronzo, ed è comandato dall'albero motore a mezzo di *ingranaggi* cilindrici oppure di una *catena* che può essere *a rulli* (tipo Diamond, fig. 201) o *a denti* (tipo Morse, fig. 202). Nei motori per autoveicoli, quando il comando è a ingranaggi, questi, per ragioni di silenziosità, vengono costruiti con denti elicoidali: spesso la ruota dentata fissata all'albero degli eccentrici viene costruita in materiale plastico (tipo *Celoron*) composto di tessuto di cotone e resine sintetiche del tipo bachelite. L'albero è generalmente forato nel senso della lunghezza e radialmente, in corrispondenza dei sopporti, per raccogliere e distribuire l'olio lubrificante.

Sebbene la potenza assorbita dal meccanismo della distribuzione sia minima, gli ingranaggi e sopratutto le catene si consumano facilmente a causa del carattere pulsante del moto; gli strappi dovuti all'azione fra gli eccentrici e le molle delle valvole causano allungamenti della catena e conseguentemente una certa rumorosità. Quando la catena deve essere lunga perchè comanda altri organi oltre l'albero degli eccentrici, viene provvista di un *tenditore*, il quale consiste, quasi sempre, in un pignone, portato da una leva o montato eccentrico su di un perno, che sotto l'azione di una molla si mantiene contro il tratto non teso della catena.

Già si è parlato dei diversi tipi di punteria; un dettaglio degno di rilievo è, per le punterie a piattello, quello dello spostamento laterale rispetto all'eccentrico (fig. 203): questo spostamento genera un moto rotatorio della punteria sul

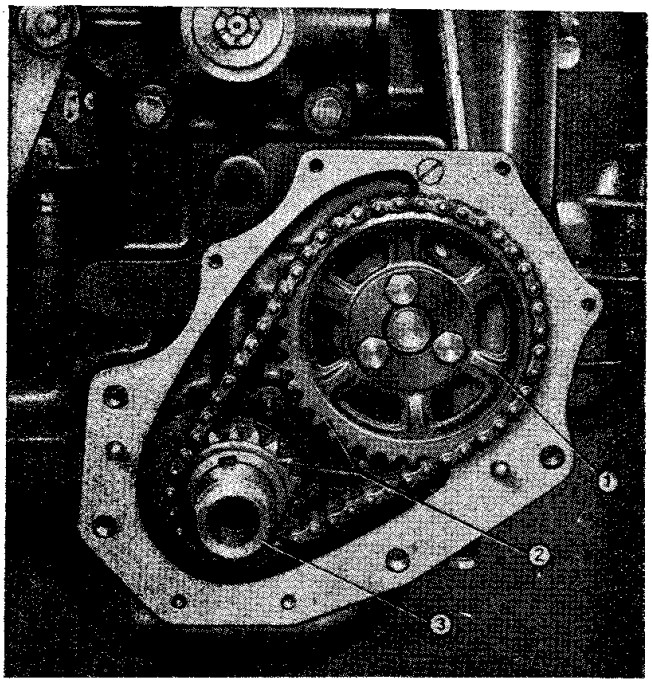


Fig. 201. – Comando della distribuzione con catena a rulli.

1, Ingranaggio dell'albero della distribuzione. – 2, Riferimenti per la messa in fase. – 3, Albero motore.

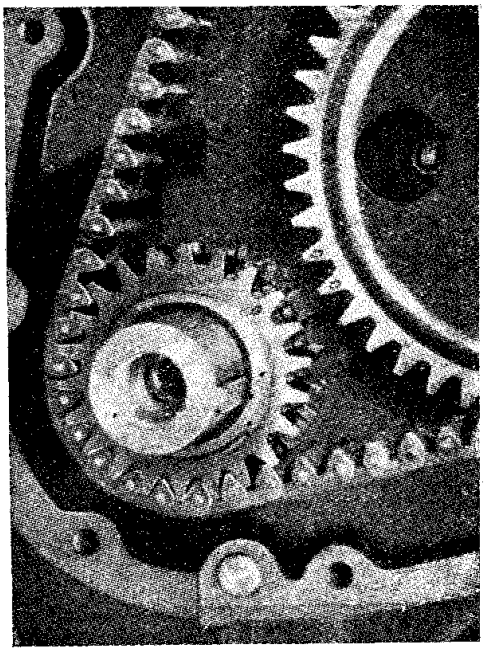


Fig. 202. – Comando della distribuzione con catena a denti.

proprio asse (dovuto all'eccentricità della componente d'attrito) per cui viene a variare la posizione del contatto ed a diminuire così il consumo del piattello.

La registrazione del gioco fra valvola e punteria è ottenuta per lo più con una vite che viene bloccata nella posizione voluta con un contro dado (fig. 73, pag. 99); nei motori per autovetture di classe si tende però ad ottenere la *registrazione automatica* per mezzo di *punterie idrauliche* funzionanti per azione della pressione dell'olio lubrificante (fig. 204).

Il meccanismo della distribuzione dei motori a **valvole in testa** può essere realizzato secondo diversi schemi.

L'*albero degli eccentrici può essere laterale* (nel basamento) o *in testa*. Quando è nel basamento (disposizione che facilita la presa di comando dall'albero motore) il moto alternato della punteria viene trasmesso alla valvola per mezzo di un'*asta* e di un *bilanciere*. Quando è *in testa* il comando della valvola può essere *diretto* oppure *indiretto*;

in quest'ultimo caso l'intermediario è un *bilanciere* del tipo normale oppure *a dito*.

Gli schemi della fig. 205 mettono in evidenza i vari sistemi: i mezzi di registrazione del gioco sono diversi ma i più usati sono sempre quelli a vite, simili ai tipi applicati alle punterie per valvole laterali.

Con l'albero degli eccentrici in testa la presa del moto dall'albero motore risulta un po' più complicata che con l'albero nel basamento; nascono gravissime difficoltà soprattutto quando con questo sistema si vuole raggiungere la silenziosità di funzionamento che si richiede per i motori moderni delle autovetture.

La soluzione dell'albero degli eccentrici in testa è applicata in tutti i motori d'aviazione raffreddati a liquido, quasi sempre nei motori per autovetture da corsa, ma raramente in quelle normali per ragioni di silenziosità di funzionamento.

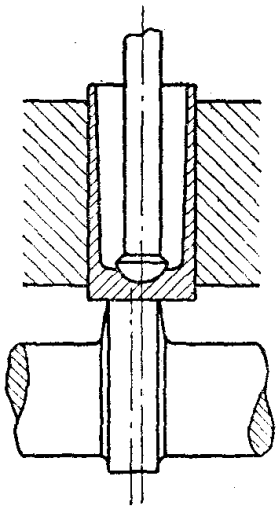


Fig. 203. – Disassamento della punteria.

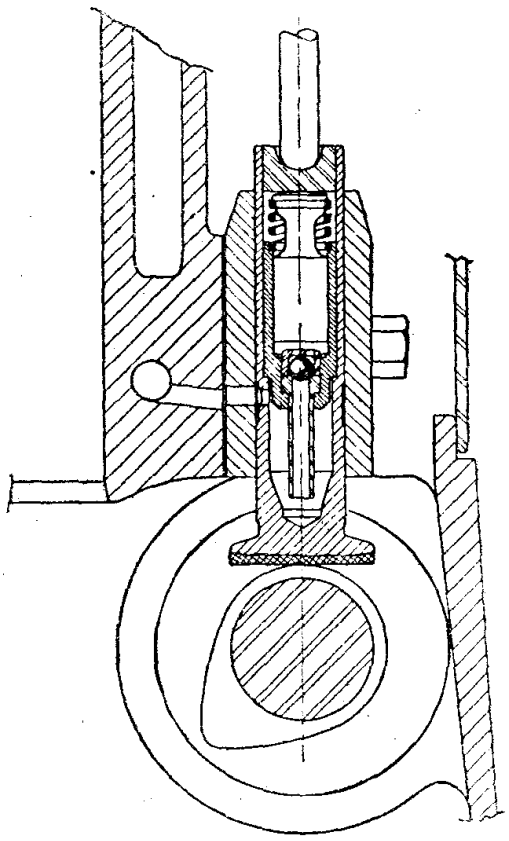
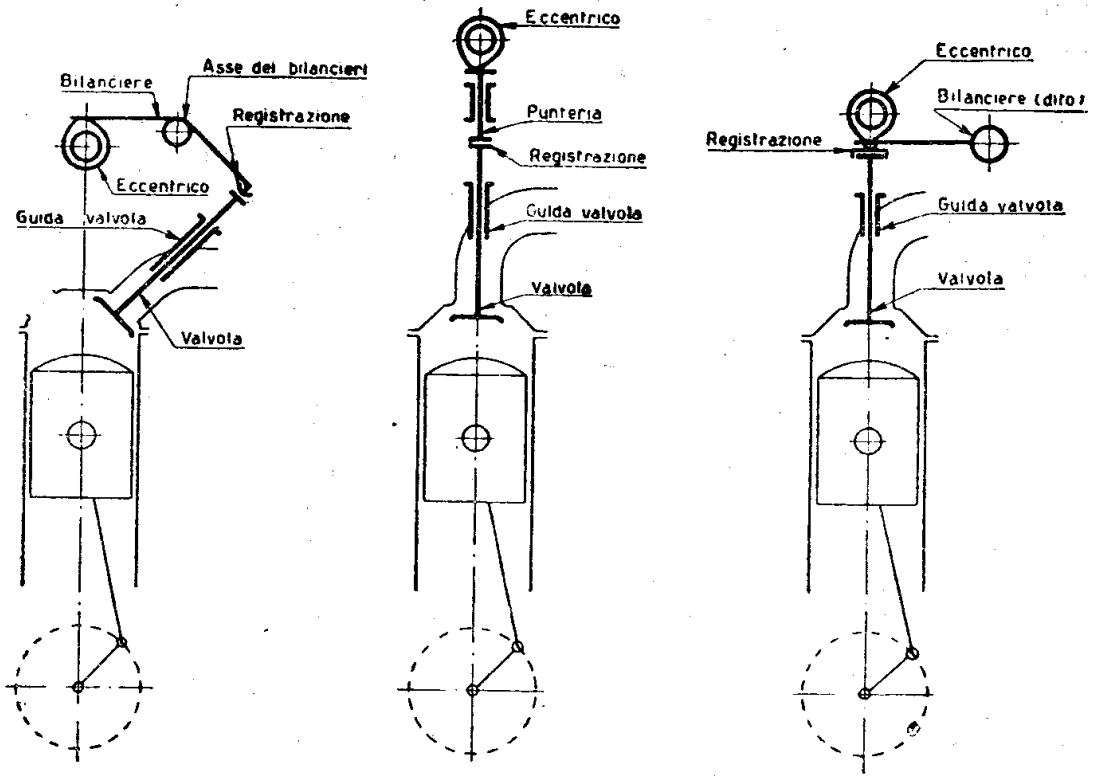


Fig. 204. – Punteria idraulica.

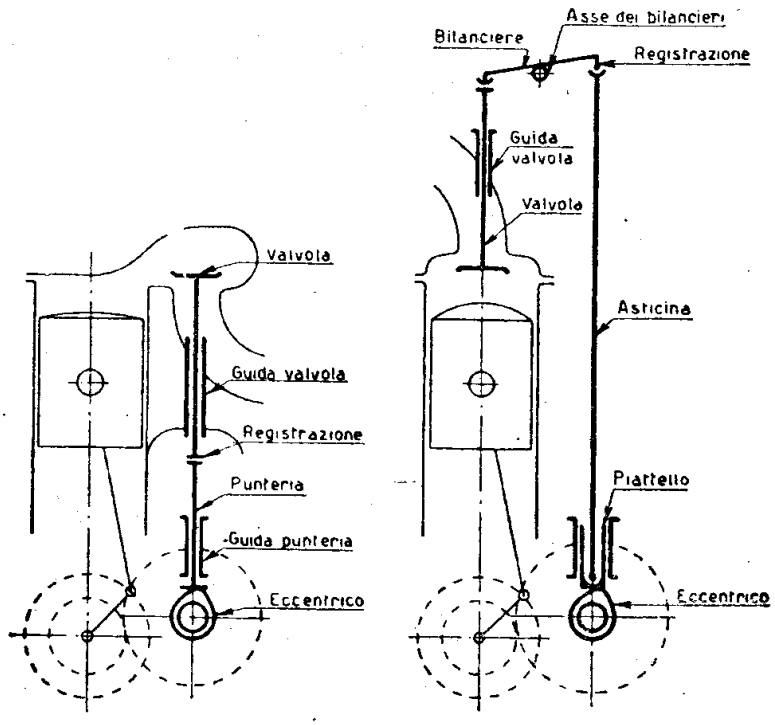
Il comando può essere fatto con una catena o con una serie di ingranaggi cilindrici, oppure anche con un albero di rinvio e due coppie di ingranaggi conici o elicoidali. Per il comando a catena è necessaria, data la forte lunghezza di questa, l'applicazione del tenditore.

La catena o gli ingranaggi di comando possono servire, come nei motori a valvole laterali, a comandare pure degli organi ausiliari, come la pompa acqua, il regolatore centrifugo, il magnete, la dinamo, un compressore d'aria per servizi ausiliari ecc. Tutti gli organi del meccanismo sono racchiusi da coperchi di lamiera, di alluminio, oppure anche di materiale plastico (bachelite), facilmente asportabili per l'accessibilità.

Una soluzione particolare è quella per *motori stellari*; in essi tutte le valvole di scarico sono comandate da un anello il cui profilo esterno forma la serie degli eccentrici, e tutte quelle di aspirazione da un altro anello simile. I due anelli



Valvole in testa con albero degli eccentrici in testa



Valvole laterali e valvole in testa con albero degli eccentrici laterale

Fig. 205. – Schemi di distribuzione.

formano un tamburo che porta pure le dentature di comando. Per semplificare la costruzione si riduce il numero degli eccentrici al minimo possibile, calcolandone il valore i_e con la relazione:

$$i_e = \frac{i - 1}{2}.$$

L'angolo di cui ruota il tamburo durante lo svolgimento di tutto un ciclo deve essere di $360°/i_e$, per cui il rapporto di trasmissione tra albero motore e tamburo vale:

$$\frac{n_m}{n_e} = \frac{720}{360/i_e} = 2\,i_e = 2\,\frac{i - 1}{2} = i - 1\,.$$

In fig. 206 è rappresentato un tamburo ad eccentrici con gli ingranaggi riduttori.

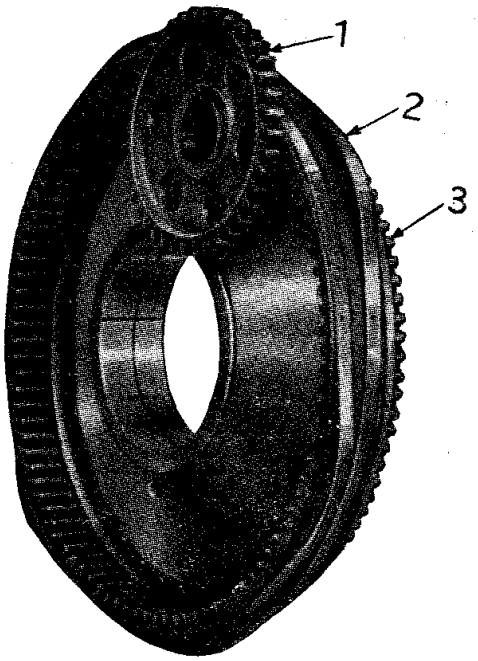


Fig. 206. – Comando della distribuzione di motore stellare.

1, Ingranaggio di rinvio. – 2, Tamburo di comando della distribuzione. – 3. Dentatura di comando del distributore per l'avviamento.

158. Valvole.

Dato il continuo aumento di potenza specifica dei motori ad accensione per scintilla gli organi della distribuzione vengono sempre più soggetti ad un duro lavoro, per cui ha molta importanza la scelta dei materiali usati per la loro costruzione.

Dal punto di vista funzionale le valvole debbono resistere alle elevate sollecitazioni ripetute causate dagli urti sulle sedi, e mantenersi senza deformazioni anche sotto l'azione dell'alta temperatura a cui sono soggette; la valvola di scarico può infatti anche raggiungere la temperatura di 750°. La fig. 207 mette in evidenza quali sono approssimativamente le temperature nei condotti e nei cilindri.

La valvola deve essere in condizioni di poter trasmettere all'aria o all'acqua di raffreddamento il calore che riceve; *lo smaltimento del calore avviene attraverso il contatto fra il gambo e la sua guida e fra la testa e la sua sede.* Hanno quindi grande importanza anche la scelta del materiale ed il grado di raffreddamento della guida e della sede. Le valvole sono tanto meglio raffreddate quanto minore è il loro diametro (perchè minore è la superficie esposta ai gas di scarico proporzionatamente alla superficie di contatto con la sede) e quanto maggiori sono la lunghezza della guida e il diametro del gambo (essendo maggiore la superficie attraverso la quale è smaltito il calore). Perciò, agli effetti della resistenza alle solleci-

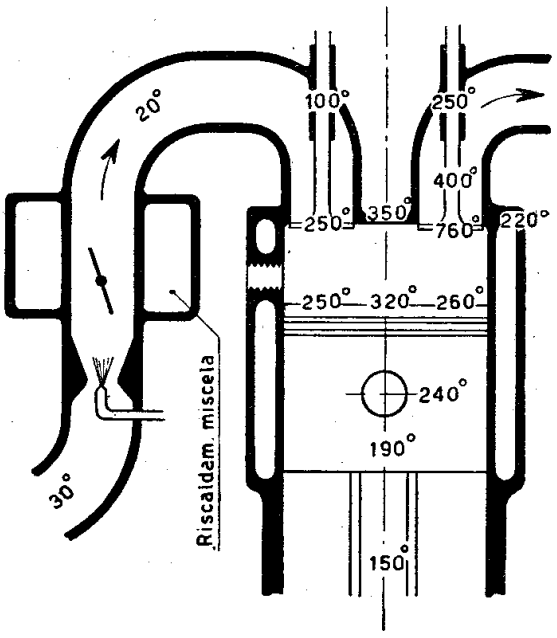


Fig. 207. – Valori medi approssimati delle temperature (°C) nei condotti e nei cilindri.

tazioni termiche, le valvole di scarico si fanno in genere di diametro ridotto rispetto a quelle d'aspirazione e, nei cilindri di grandi dimensioni, si preferisce disporne due (od anche più) in luogo di una sola di grande diametro.

La temperatura della valvola si abbassa usando una miscela ricca e combustibili ad alto calore latente di evaporazione come ad es. il metanolo. La temperatura aumenta con l'aumentare del numero di giri e col diminuire del grado di anticipo dell'accensione; il valore del rapporto di compressione non ha influenza diretta sulla temperatura.

Per la *costruzione delle valvole di scarico* è stato usato durante un certo tempo l'acciaio al tungsteno, del tipo di quello per utensili, che ha ottime qualità di resi-

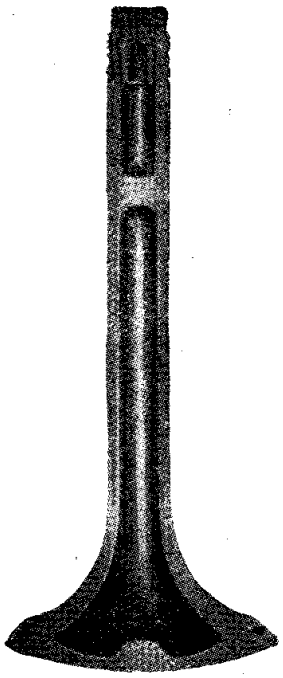


Fig. 208. – Valvola al sodio per motore di aviazione.

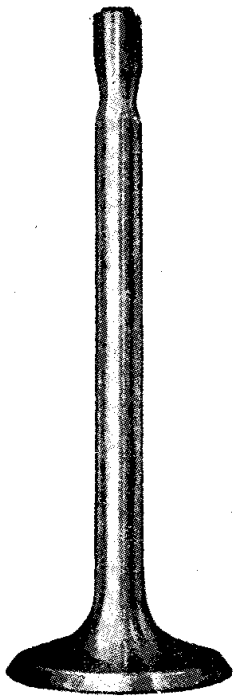


Fig. 209. – Valvola per motore d'autoveicolo.

stenza meccanica a caldo ma a alte temperature tende a screpolare: attualmente è specialmente usato acciaio al cromo-silicio opportunamente trattato. Il materiale ritenuto migliore dal punto di vista della resistenza al calore è un acciaio austenitico ad alto tenore di nichel-cromo. perciò non magnetico ed insensibile ai trattamenti termici: è usato specialmente per le valvole d'aviazione, la cui sede conica di tenuta è spesso rivestita di *stellite*. Per migliorare la trasmissione del calore dalla testa al gambo, le valvole di scarico vengono spesso in aeronautica costruite cave e parzialmente riempite di sodio metallico o di sali di litio e di potassio, che diventano liquidi alla temperatura di funzionamento (fig. 208).

Le *valvole di aspirazione* sono in genere costruite con acciaio meno costoso (a basso tenore di nichel-cromo). Per le *molle* gli acciai più usati sono quelli al silicio-manganese e l'acciaio Svedese (specialmente per i motori d'aviazione).

Dal punto di vista della manutenzione le valvole devono essere montate in modo da risultare facilmente revisionabili e da permettere di eseguire agevolmente la *smerigliatura* o lisciatura delle sedi, quando è necessario ripristinare una buona tenuta.

Per l'*albero degli eccentrici* (fig. 210) viene usato in genere l'acciaio a basso tenore di carbonio, fucinato e cementato per carburazione in corrispondenza degli eccentrici, oppure ghisa speciale (3,30÷3,65% C; 0,45÷0,55% Si; 2,5÷

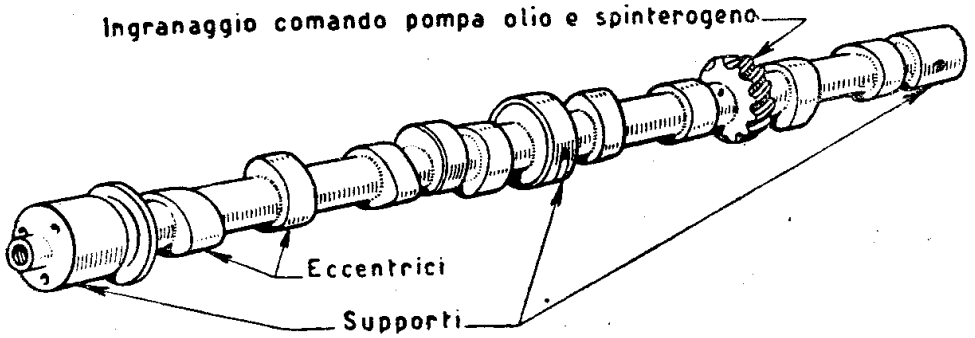


Fig. 210. – Albero degli eccentrici.

÷3% Cu; 0,15÷0,35% Mn; 0,25% max Cr) fusa in conchiglia in corrispondenza degli eccentrici, o temperata in seguito a riscaldamento degli eccentrici con getti di gas.

Le *punterie* sono costruite in acciaio cementato o, più spesso, in ghisa fusa in conchiglia che presenta una superficie di grande durezza superficiale ed è perciò capace di resistere assai bene all'usura.

CAPITOLO QUINTO

GRUPPI AUSILIARI

159. Organi di raffreddamento. Pompe acqua.

Nei motori ad accensione per scintilla troviamo tanto il sistema di raffreddamento ad acqua quanto quello di raffreddamento ad aria: il primo è usato sopratutto nel campo automobilistico, il secondo in quello motociclistico ed in aviazione.

Per quanto riguarda il raffreddamento ad aria riteniamo di non dover aggiungere altro a quanto già è stato svolto nella prima parte. Ci limitiamo a ricordare che nei motori per autoveicoli raffreddati ad aria la ventilazione è ottenuta con soffianti centrifughe (fig. 211).

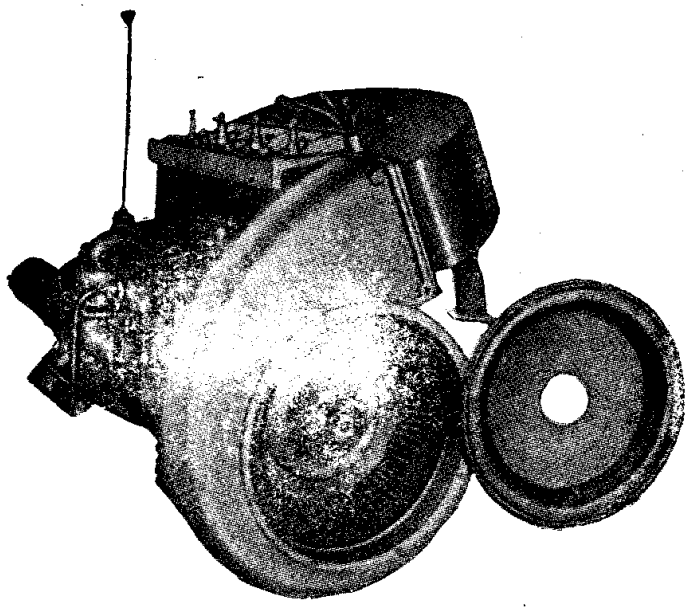


Fig. 211. – Motore raffreddato ad aria per autoveicolo.

Le pompe per la circolazione dell' acqua — sempre del tipo centrifugo perchè molto semplici e adatte ad ottenere forti portate con piccola prevalenza — sono aspiranti o prementi a seconda che nel circuito sono inserite a valle od a monte del motore. Sono formate da un *corpo*, quasi sempre in ghisa o alluminio, ottenuto di fusione, che forma il condotto di entrata e quello di uscita dell'acqua e contiene la *girante* (fig. 212). L'acqua entra al centro e frontalmente nella girante e viene da questa centrifugata nel *collettore a chiocciola*.

La girante può essere con pale curve o radiali, isolate o collegate da una parete di fondo; la soluzione a pale radiali è spesso preferita per ragioni di semplicità anche se meno redditizia ed in tal caso il ren-

dimento della pompa è di $\sim 0{,}6 \div 0{,}7$. La girante viene costruita in bronzo o alluminio e qualche volta in lamiera di acciaio: l'alberino che la porta è generalmente costruito in acciaio cementato o nitrurato per evitare ossidazioni o rigature; spesso viene cromato e qualche volta viene costruito in acciaio inossidabile oppure in metallo monel (lega di nichel, rame e ferro).

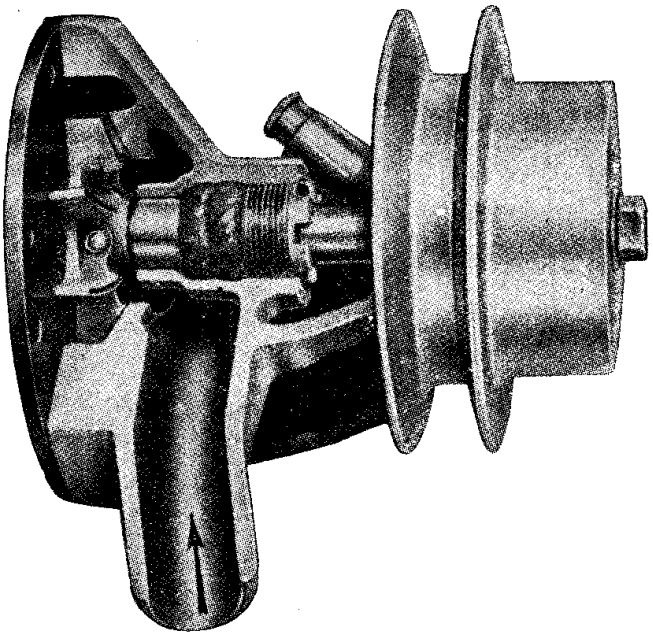


Fig. 212. – Pompa acqua.

La tenuta dell'acqua all'uscita dell'alberino dal corpo è assicurata per mezzo di un *premistoppa* costituito generalmente da una guarnizione in stoppa imbevuta di sego, o in amianto compresso con trucioli di piombo o grafite, oppure in sughero o in gomma sintetica speciale (Duprene ecc.).

La lubrificazione dei cuscinetti deve essere fatta con olio insolubile nell'acqua. La pompa viene azionata dall'albero motore per mezzo di una trasmissione a cinghia o a catena o ad ingranaggi. Il suo numero di giri è all'incirca quello dell'albero motore.

L'elemento base per il dimensionamento della pompa è il diametro esterno della girante, che determina la prevalenza. Se si indica: con H la prevalenza, con η il rendimento della pompa, con R ed ω rispettivamente il raggio e la velocità angolare della girante, e con u la velocità di ingresso dell'acqua, si ha:

$$\sqrt{2\,g\,\frac{H}{\eta}} = \omega\,R - u$$

da cui si deduce R.

Esempio: per $H = 10$ m;
$\omega = 420$ ($n \cong 4000$);
$u = 2$ m/s;
$\eta = 0{,}6$ si ha:

$$\sqrt{2\,g\,\frac{10}{0{,}6}} = 420\,R - 2 \quad ; \quad R = \frac{20{,}1}{420} = 0{,}048\ m = 48\ mm\,.$$

L'altezza delle palette viene fissata in modo che la sezione di ogni vano si mantenga costante dall'ingresso fino all'uscita: per una girante con parete di fondo la forma che ne risulta è quella della fig. 213 dove è rappresentata una pompa per motore d'aviazione.

Il calcolo teorico del radiatore è incerto per la indeterminatezza e la variabilità di alcuni elementi, per cui in pratica il dimensionamento viene fatto in base a dati di confronto.

Nei moderni radiatori per autovetture la superficie radiante varia da 6 a 7 cm^2 per ogni cm^3 di volume del pacco completo. La sezione effettiva di passaggio dell'aria varia dal 55 all'85% dell'area frontale totale. Lo spessore del pacco varia da 50 a 120 mm; gli spessori oltre i 90 mm vengono raramente usati perchè per forti spessori il rendimento del radiatore diminuisce, dato che l'aria arriva già calda nella parte più vicina all'uscita. La superficie frontale del pacco varia da 30 a 45 cm^2 per ogni Cv fornito dal motore a regime di massima potenza.

Con i moderni radiatori a tubetti in media è necessaria sulle autovetture una superficie di circa 1,5 dm^2 per ogni Caloria da dissipare al minuto; sugli autocarri questo valore arriva a 2.

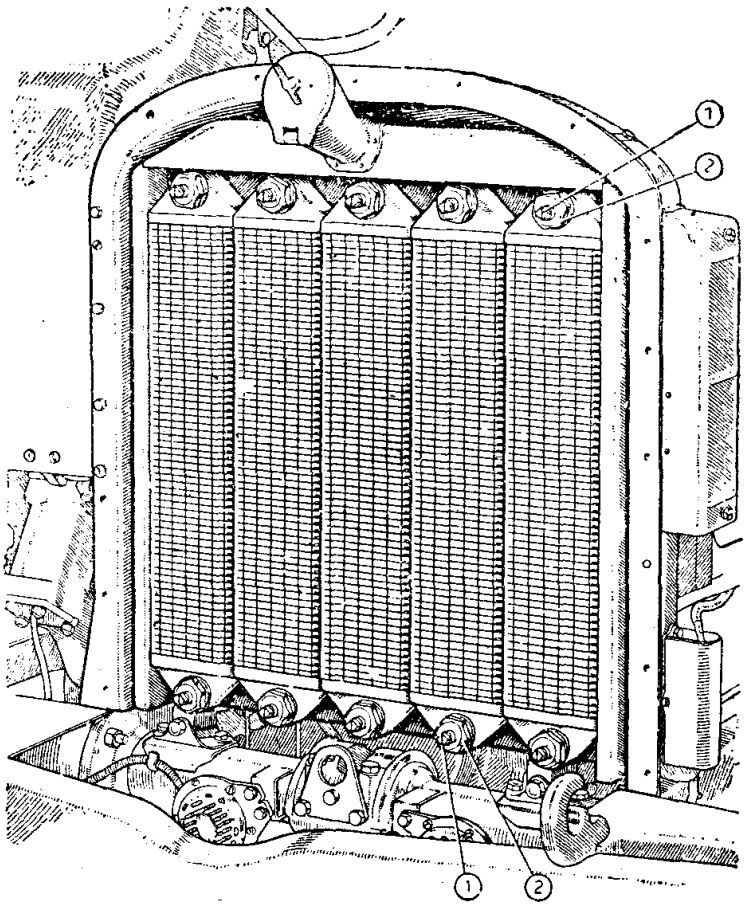


Fig. 216. – Radiatore a tubetti per autocarro, ad elementi smontabili.

1, Rubinetto di isolamento. – 2, Dado di fissaggio.

In casi speciali, per ridurre le dimensioni del radiatore e permettere quindi una più elevata temperatura del liquido refrigerante, l'acqua viene sostituita con liquidi a più alto punto di ebollizione, ad esempio il glicolo, *glicol-etilene* $(CH_2OH)_2$ che a pressione ordinaria bolle a $+197°$. Il glicolo, usato specialmente

in aeronautica, presenta i seguenti inconvenienti: è viscoso a basse temperature; produce vapori incendiabili; ha più basso calore specifico e più basso coefficiente di trasmissione del calore attraverso le pareti del cilindro; intacca la gomma.

161. Ventilatori. Termostati.

Ove non sia sicura o sufficiente la ventilazione naturale provocata dalla velocità del veicolo su cui il motore è installato, l'aria viene lanciata attraverso il pacco del radiatore con un ventilatore.

Sugli autoveicoli il *ventilatore* è quasi sempre portato dal motore e spesso è montato sul prolungamento dello stesso alberino della pompa

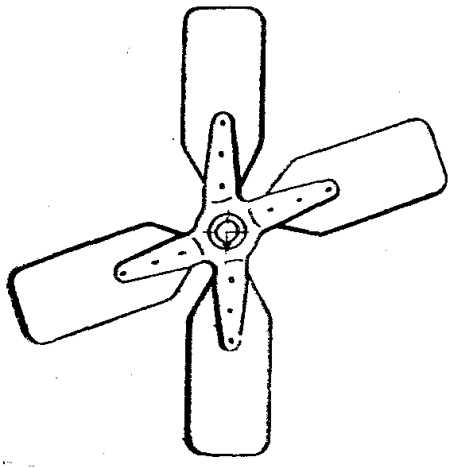


Fig. 217. – Ventilatore per autoveicolo.

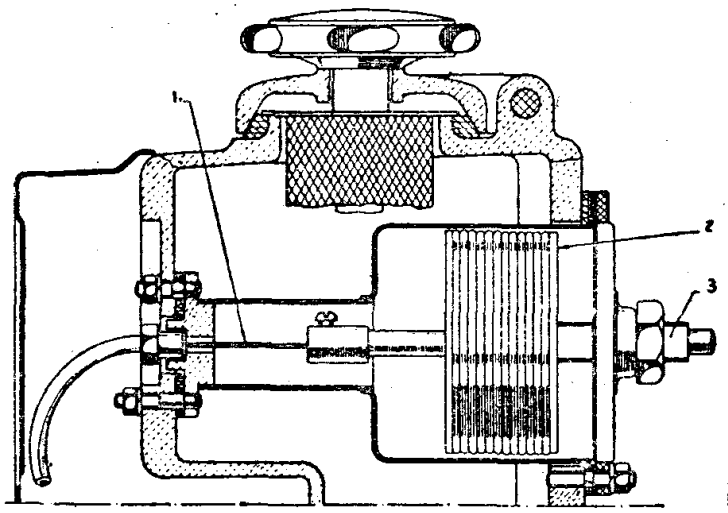


Fig. 218. – Termostato per comando persiana.
1, Cavo di comando della persiana. – 2, Termostato a liquido. – 3, Vite di registro.

per l'acqua. I ventilatori, in genere a 2, a 4, oppure anche a 6 pale, sono costruiti in lamiera d'acciaio o, più raramente, in alluminio fuso e comandati, nella maggior parte dei casi, con cinghie di gomma, a sezione trapezoidale, con anima in tessuto di cotone. Le dimensioni di dette cinghie sono unificate.

Quando il ventilatore è azionato da ingranaggi o da una catena il calettamento sull'albero è generalmente fatto con un piccolo giunto a frizione. Nei motori per autoveicoli si tiene una velocità di rotazione che varia da 0,8 a 1,4 volte quella dell'albero a gomiti.

La portata d'aria di un ventilatore, avente una certa forma definita, è direttamente proporzionale alla sua velocità di rotazione. La potenza assorbita varia complessivamente con il cubo della velocità.

Se viene aumentato il diametro esterno e in proporzione (supponendo che la costruzione sia in lamiera) anche la distanza interna fra le pale opposte, la portata, a parità di velocità, aumenta con il quadrato del diametro esterno.

La portata aumenta dando una leggera curvatura alle pale in sezione, e varia con la loro inclinazione. Il suo valore massimo si ha con una inclinazione di circa

26°. La portata aumenta di circa il 20% passando dal tipo a 2 pale a quello a 4 e di circa il 30% dal 2 pale al 6 pale.

Per diminuire il ronzio dei ventilatori le pale di quelli a 4 ed a 6 vengono disposte a distanze angolari diverse (fig. 217).

I *termostati* per la regolazione della temperatura dell'acqua sono di due tipi: l'uno agisce su di una persiana posta davanti al radiatore (fig. 218), l'altro su di una valvola che parzializza la mandata dell'acqua al radiatore mettendo in corto circuito l'acqua eccedente (fig. 219) oppure semplicemente strozzando la mandata al radiatore (fig. 220). L'organo sensibile alla temperatura può essere una *capsula termostatica* (figg. 218 e 219) sfruttante la facilità di evaporazione o l'alto coefficiente di dilatazione di alcune sostanze come etere, paraffina, ecc. o una *molla bimetallica* (fig. 220) formata da due lamine sovrapposte saldate, una di acciaio e l'altra di bronzo.

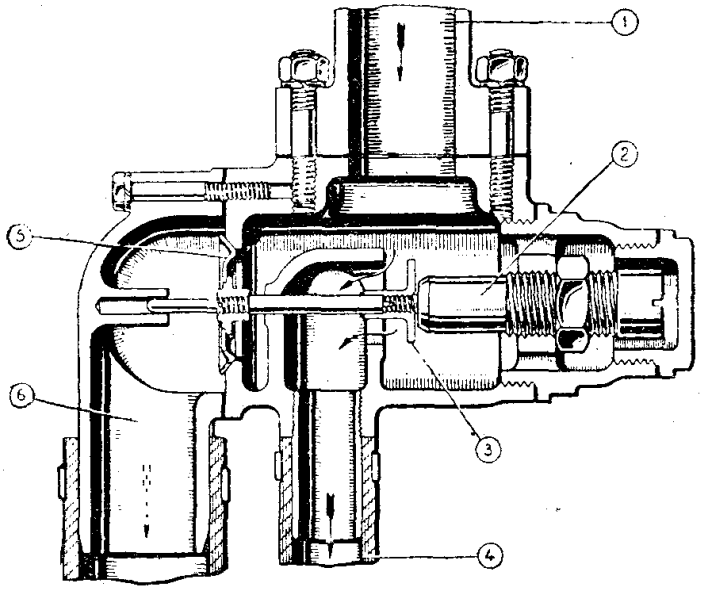


Fig. 219. – Termostato a corto circuito.

1, Condotto uscita acqua dal motore. – 2, Termostato. – 3, Valvola aperta all'avviamento a freddo del motore. – 4, Tubazione d'aspirazione della pompa (all'avviamento a freddo è escluso il passaggio al radiatore). – 5, Valvola per il normale passaggio dell'acqua al radiatore (aperta quando il motore ha raggiunto la temperatura di funzionamento: la valvola 3 di conseguenza si chiude). – 6, Condotto di mandata acqua al radiatore con motore caldo.

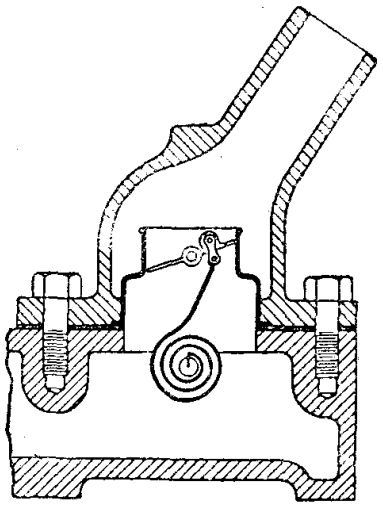


Fig. 220. – Termostato parzializzatore a lamina bimetallica.

162. Circolazione dell'olio lubrificante.

Nei motori per autoveicoli e per aviazione è quasi esclusivamente adottata la lubrificazione a *circolazione forzata*: si ha solo qualche raro esempio di *lubrificazione per sbattimento* fra i motori per autoveicoli (ad es.: il motore americano Chevrolet). Nei motori a due tempi per motociclette è generalizzato il sistema *a miscelazione* di olio nel combustibile: in motociclismo è anche abbastanza frequente l'uso della lubrificazione per *dosatura* (§ 100).

Nel sistema a **circolazione forzata** (fig. 221) l'olio, aspirato dalla pompa nella coppa o nell'apposito serbatoio, viene inviato sotto pressione ai filtri e poi, per mezzo di canalizzazioni varie, agli organi da lubrificare. Le canalizzazioni sono praticate in parte nel basamento e nel blocco cilindri e in parte negli organi stessi da lubrificare: l'albero motore, l'albero degli eccentrici, le bielle, i bilancieri, ecc.

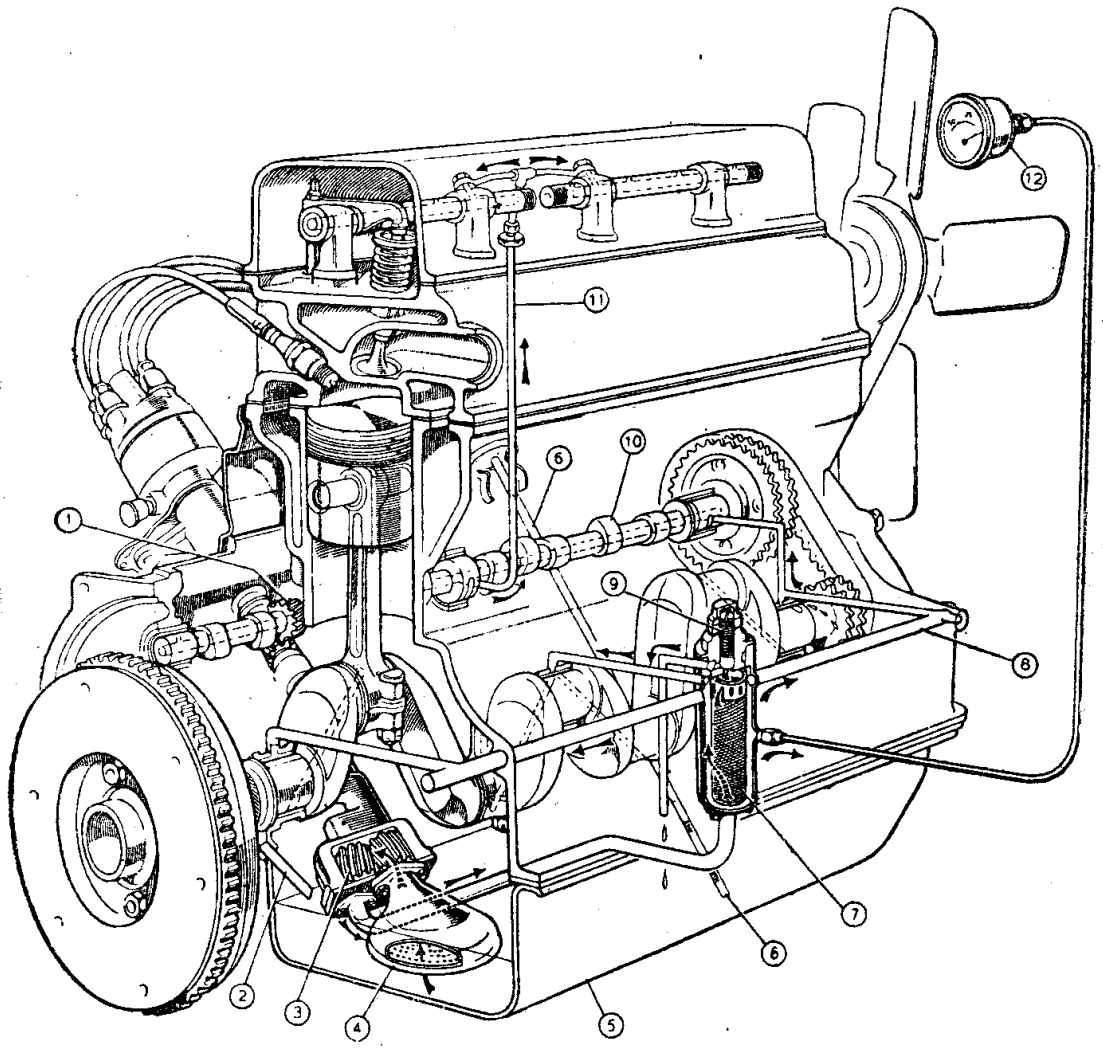


Fig. 221. – Schema di lubrificazione di un motore per autovettura.

1, Coppia elicoidale di comando della pompa olio. – 2, Tubetto di scarico dal sopporto posteriore. – 3, Pompa olio. – 4, Filtro d'aspirazione. – 5, Coppa serbatoio dell'olio. – 6, Asta indicatore di livello. – 7, Filtro di mandata. – 8, Condotto longitudinale di mandata olio ai cuscinetti dell'albero manovella. – 9, Valvolina regolatrice della pressione. – 10, Albero della distribuzione. – 11, Condotto di mandata olio ai supporti degli assi portabilancieri. – 12, Manometro.

La *canalizzazione principale* è quella che porta direttamente l'olio ai cuscinetti di banco: consiste in un foro praticato nel basamento, o in un tubo che collega tutti i cappelli dei sopporti: l'olio attraverso i cuscinetti di banco penetra nell'albero motore e passando in fori praticati nelle manovelle va a lubrificare i cuscinetti delle bielle. Nei motori a 4 cilindri e a 2 soli sopporti di banco l'olio deve passare da un perno

di manovella ad un altro disposto a 180°; per evitare l'influenza della forza centrifuga è buona norma condurvelo mediante un tubicino, applicato esternamente all'albero e disposto secondo un arco di cerchio avente il raggio uguale a quello di manovella (fig. 222).

Il *filtro* è inserito generalmente nel circuito prima della tubazione principale: se il tipo di filtro è tale da provocare un notevole abbassamento di pressione, viene inserito in parallelo.

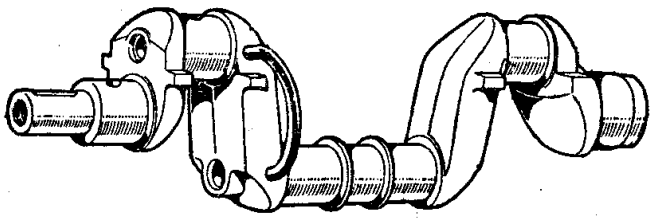


Fig. 222. – Tubetto di lubrificazione su albero motore per un 4 cilindri con 2 cuscinetti di banco.

La *valvola di riduzione della pressione* può essere applicata nel corpo della pompa, nel qual caso mette in genere in corto circuito parte dell'olio compresso, oppure nel corpo del filtro o sulla tubazione principale, nel qual caso scarica l'eccesso d'olio direttamente nella coppa. La presa per il manometro di controllo è quasi sempre praticata sulla tubazione principale.

Ramificazioni che partono dalla canalizzazione principale portano l'olio ai cuscinetti dell'albero o degli alberi della distribuzione, agli ingranaggi, ai bilancieri, agli organi ausiliari, ecc. Nei motori per autoveicoli in generale la lubrificazione del meccanismo della distribuzione è effettuata prendendo l'olio da uno o più sopporti dell'albero degli eccentrici, ed è intermittente.

163. Pompe olio. Filtri.

Le *pompe* usate per la circolazione forzata sono ad *ingranaggi* o a *palette* e il loro funzionamento è comprensibile dalle figg. 223 e 224. La pompa ad ingranaggi è di gran lunga la più usata perchè più semplice e di più sicuro funzionamento.

Nelle normali costruzioni la pompa viene dimensionata per una portata di 12÷20 kg/Cvh o di 5÷7 kg per ora e per cm² di superficie di cuscinetti da lubrificare (i valori più elevati valgono per i motori d'aviazione). Questa portata tiene conto anche della funzione di raffreddamento esercitata dall'olio: essa avrebbe valori molto più bassi se proporzionata per la sola lubrificazione.

La pressione che si tiene nel circuito, regolata dalla valvolina, è di 2÷3 kg/cm² per motori da autoveicoli e di 4÷8 kg/cm² per quelli d'aviazione.

La *portata di una pompa ad ingranaggi* può essere calcolata nel modo seguente. Siano:

d il diametro primitivo delle due ruote dentate in dm;
m il modulo della dentatura;
b la larghezza dei denti in dm;
n il numero di giri.

Supponiamo i vani fra i denti uguali in volume ai denti stessi. ad ogni giro ogni ruota trasporta da una parte all'altra della scatola una quantità di olio corrispondente al volume della metà dell'anello comprendente i denti e i vani della ruota stessa, per cui, essendo due le ruote, la portata teorica risulta:

$$Q = \varrho\, d \cdot b \cdot 2\, m \cdot n \text{ l/min.}$$

Poichè esistono delle perdite fra le ruote e la scatola e fra i denti che ingranano, la portata è in pratica alquanto minore (il rendimento può variare da 0,4 a 0,8 a seconda delle condizioni di usura della pompa).

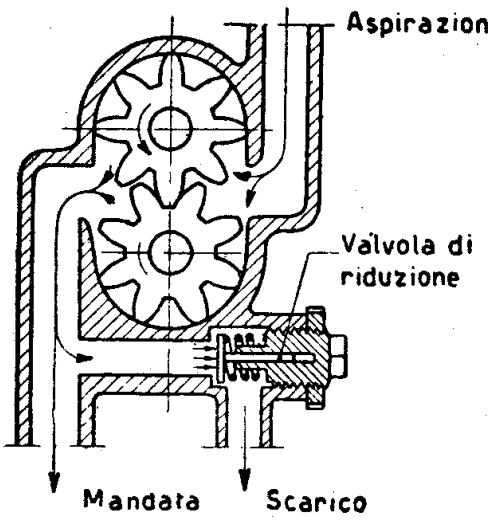


Fig. 223. – Schema di pompa olio ad ingranaggi.

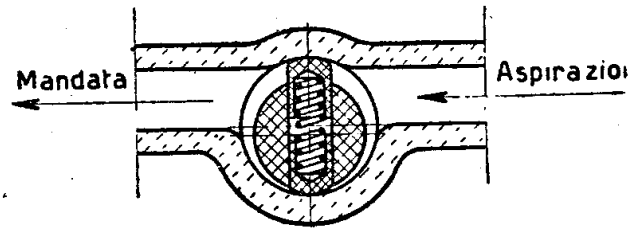


Fig. 224. – Schema di pompa olio a palette.

Dalla formula si vede come si può aumentare la portata aumentando il modulo; esiste pure la tendenza ad aumentare la lunghezza dei denti. Per ragioni di silenziosità nei motori per autovetture si usano ingranaggi a denti inclinati.

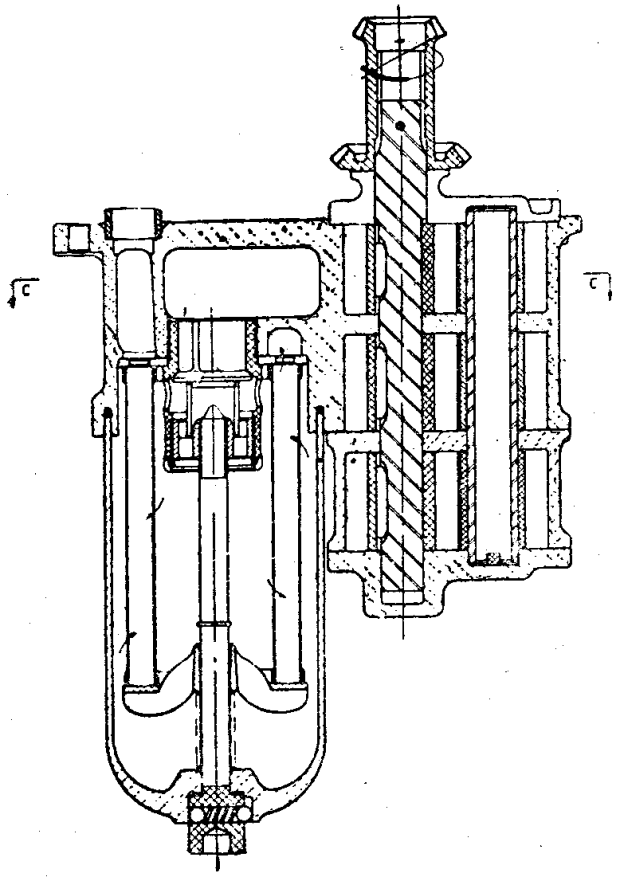
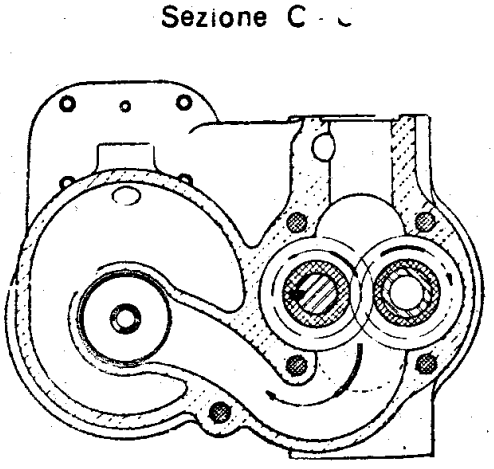


Fig. 225. – Gruppo di pompe olio, con filtro, per motore d aviazione.



In fig. 225 è rappresentato un gruppo formato dalla pompa di circolazione e da due pompe di ricupero per motore d'aviazione e in fig. 226 una pompa per motore da autovettura.

I filtri per l'olio sono di diversi tipi; l'elemento filtrante può essere una rete o una serie di reti metalliche (fig. 227) oppure può essere di tessuto.

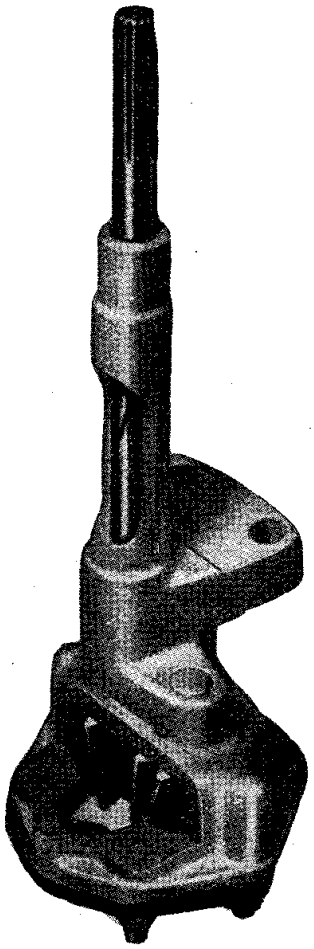


Fig. 226. – Pompa olio ad ingranaggi per motore d'autoveicolo.

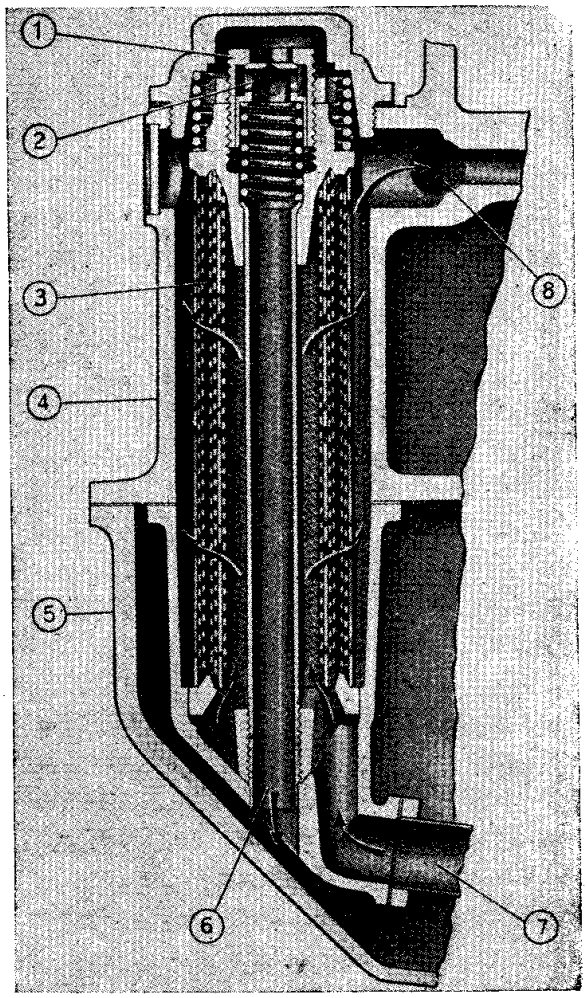


Fig. 227. – Filtro a rete.

1, Vite di regolazione della valvolina. – 2, Valvolina limitatrice della pressione. – 3, Reticelle filtranti. – 4, Basamento. – 5, Coppa. – 6, Tubo di scarico olio per eccesso di pressione. – 7, Tubo d'arrivo olio dalla pompa. – 8, Condotto di mandata olio ai supporti dell'albero manovella e dell'albero della distribuzione.

Un tipo che ha dato ottimi risultati è quello a dischi rappresentato in fig. 228; in esso l'olio si filtra passando dall'esterno all'interno di un pacco di dischi metallici ad anello, attraverso l'intercapedine esistente tra i vari dischi: pare che per effetto dell'adesione ai bordi delle fessure vengano trattenute particelle notevolmente più piccole della dimensione delle fessure stesse (0,001 contro 0,03 mm). I dischi sono alternativamente collegati ad un perno che può ruotare e ad una parte fissa alla scatola che contiene il filtro. La pulizia di questo filtro è ottenuta ruotando a mezzo della leva 1 i dischi che sono collegati al perno. Sugli autoveicoli la leva 1 è spesso accoppiata al perno con un sistema ad arpionismo di modo che il perno può essere ruotato ad intermittenza, sempre nello stesso senso, collegando la leva con quella del comando della frizione o dell'acceleratore;

la pulizia risulta così eseguita automaticamente. Questo sistema è visibile nella fig. 229 che rappresenta una combinazione di filtro a rete e a dischi.

Riguardo al dimensionamento dei filtri si può dire che è bene scegliere le massime dimensioni compatibilmente con le esigenze di ingombro e di economia.

Spesso per impedire che l'intasamento del filtro arresti la circolazione viene applicata una valvola che aprendosi esclude il filtro mediante un corto circuito (fig. 228).

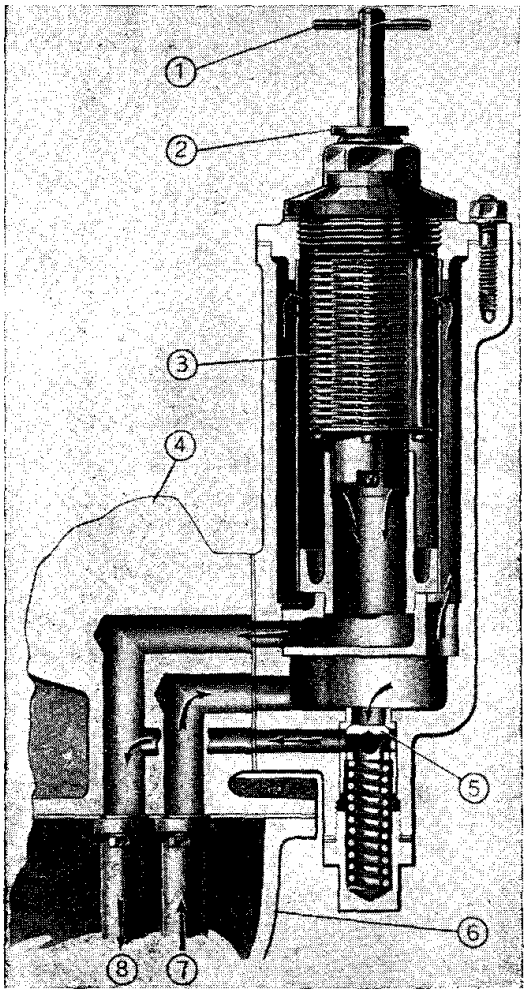


Fig. 228. – Filtro a dischi metallici.

1, Maniglia per la pulizia dei dischi. – 2, Premistoppa. – 3, Gruppo dei dischi metallici. – 4, Basamento. – 5, Valvolina di corto circuito. – 6. Coppa. – 7, Tubazione d'arrivo olio dalla pompa. – 8, Tubazione di mandata dell'olio.

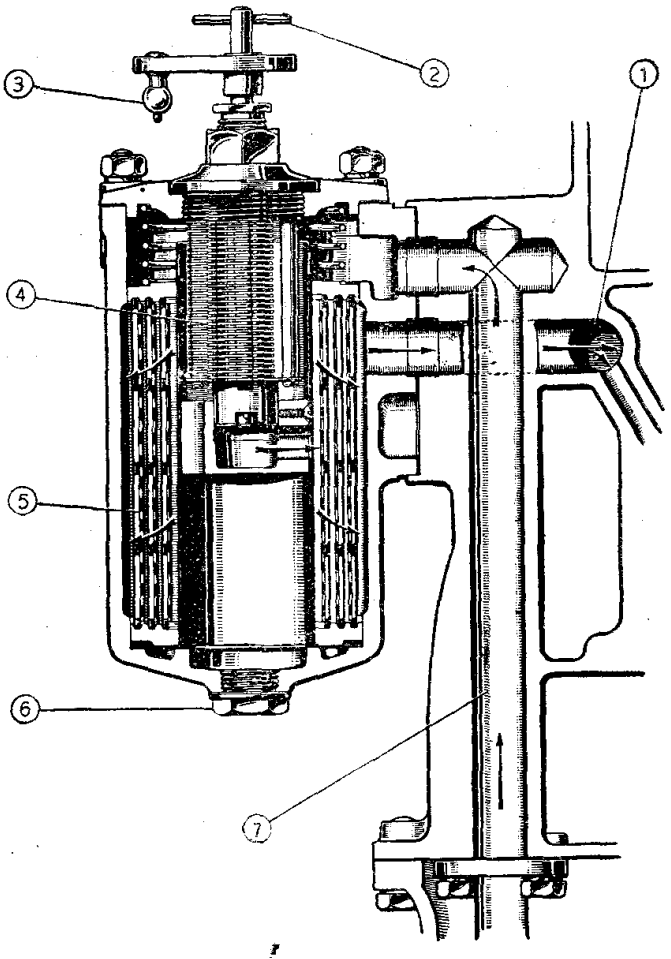


Fig. 229. – Filtro composto.

1, Foro di mandata olio nel basamento. – 2, Leva per la pulizia a mano. – 3, Perno per la pulizia automatica. – 4, Gruppo dei dischi metallici. – 5, Gruppo delle reti metalliche. – 6, Tappo di scarico. – 7, Tubazione di arrivo dell'olio dalla pompa.

164. Sistemi di avviamento.

Trascinando in rotazione l'albero a gomiti si fanno compiere al motore le fasi passive del ciclo che servono di preparazione alla fase attiva costituita dall'accensione e dall'espansione: quando la velocità di trascinamento raggiunge un minimo al quale le fasi di preparazione (carburazione e formazione della scintilla o iniezione) si svolgono abbastanza regolarmente da permettere l'accensione, il motore si avvia,

sempre però che l'energia sviluppata nella fase utile, aggiunta a quella accumulata dal volano, sia sufficiente a vincere le resistenze passive delle fasi non utili del ciclo successivo.

Le resistenze da vincere all'avviamento (lavoro di compressione, resistenze dell'olio, attriti dei vari organi in moto) sono massime all'inizio a causa dell'attrito di distacco, e vanno gradualmente diminuendo coll'aumentare dei giri: il momento fornito dall'avviatore deve adattarsi a questa variazione.

Per poter stabilire le caratteristiche dell'avviatore è necessario conoscere:

1°) il momento M_m necessario per trascinare il motore;

2°) il minimo numero di giri n necessario perchè il motore si possa avviare.

Il primo di questi elementi non è facilmente determinabile perchè funzione di fattori poco definiti: vengono usate allo scopo alcune formule empiriche o dati di confronto. Riportiamo la formula di R. Bosch:

$$M_m = c \cdot V \text{ mkg}$$

dove V è la cilindrata totale del motore e c è una costante che per i motori a ciclo Otto vale $3 \div 5$ e per Diesel $5 \div 10$.

Il numero di giri minimo varia nei motori Otto da 50 a 150: i valori più bassi si hanno per motori che presentano più elevate velocità dei gas nei condotti (a parità di numero di tempi e di cilindri).

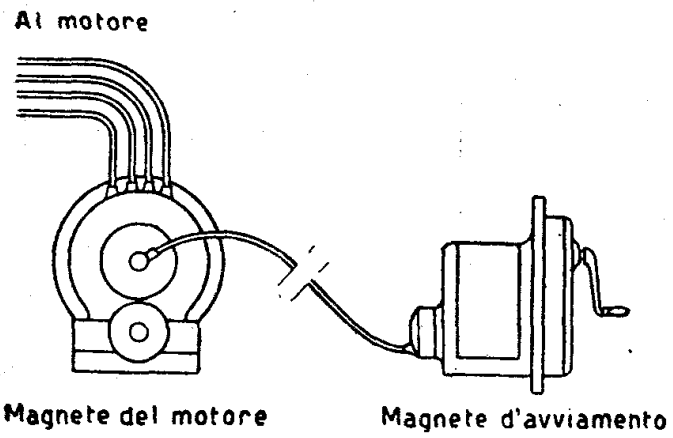


Fig. 230. – Schema d'avviamento a mano con magnete ausiliario.

I *sistemi d'avviamento* adottati per i motori ad accensione per scintilla sono i seguenti: con *manovella* o *pedale*; con *motorini elettrici*; con *avviatori ad inerzia*; con *aria compressa*.

L'*avviamento a mano*, usato solo in motori di piccole dimensioni, costituisce un ripiego di fortuna in automobilismo.

L'*avviamento a pedale* è generalizzato nei motori da motocicletta.

Un particolare avviamento a mano è quello alcune volte usato per motori d'aviazione di piccole dimensioni: aperto il circuito di accensione si fanno compiere al motore alcuni giri al solo scopo di riempire i cilindri di aria che viene carburata mediante iniezione di combustibile con apposita pompetta a mano: ciò fatto, il pilota manda la corrente alle candele facendo girare a mano l'indotto di un magnetino che alimenta il distributore del magnete del motore (fig. 230); i cilindri che si trovano in fase di accensione vengono così messi in moto e il motore è in condizione di avviarsi.

165. Avviamento elettrico e avviamento ad inerzia.

L'*avviatore più usato*, specie in automobilismo, è costituito *da un motorino elettrico* che ingrana mediante un pignone con una ruota dentata riportata sul volano del motore. Le differenze che caratterizzano i diversi tipi di motorini sono date dal sistema di innesto e di disinnesto del pignone. L'innesto deve avvenire senza urto eccessivo fra i denti, e il motorino deve trasmettere il richiesto momento torcente ad innesto avvenuto; a motore avviato, il pignone deve di nuovo disinnestarsi in modo che il motorino non venga trascinato dal motore a troppo alte velocità.

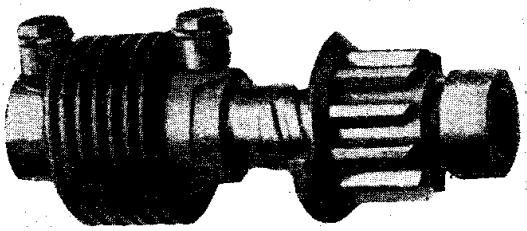


Fig. 231. – Innesto Bendix.

I sistemi usati per la manovra di innesto dei motorini d'avviamento sono:
1°) l'innesto Bendix (fig. 231);
2°) l'innesto a comando meccanico (fig. 232);
3°) l'innesto a comando elettromagnetico.

Nei motorini del sistema 1°) il calettamento del pignone sull'albero dell'indotto è ottenuto con una vite a filetto rettangolare ed a forte passo; quando

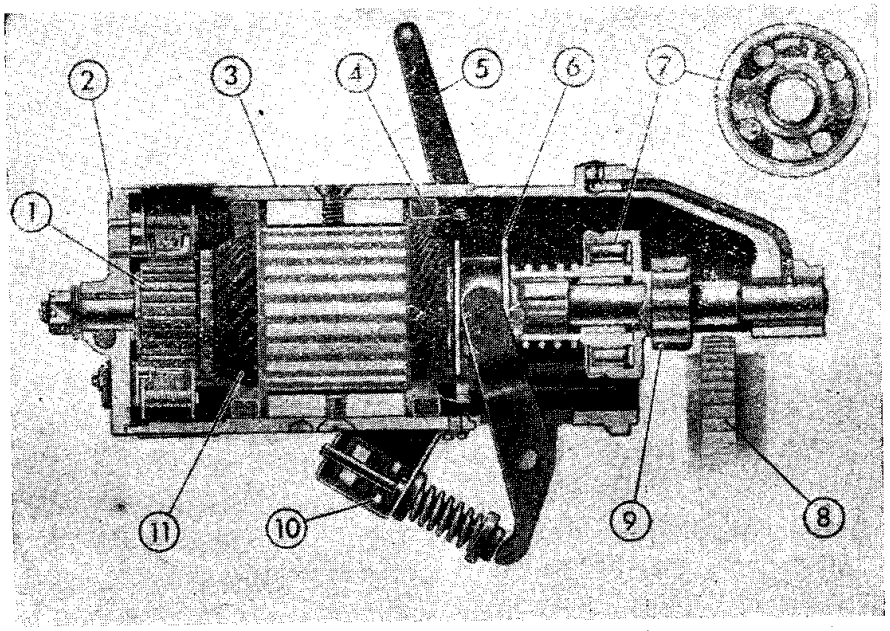


Fig. 232. – Motorino d'avviamento a comando meccanico.

1, Collettore. – 2, Testata porta spazzola. – 3, Carcassa. – 4, Avvolgimento induttore. – 5, Leva di comando dell'innesto. – 6, Manicotto d'innesto del pignone. – 7, Ruota libera del pignone. – 8, Corona dentata del volano. – 9, Pignone. – 10, Interruttore. – 11, Indotto.

vien data corrente, l'indotto si mette rapidamente in rotazione mentre il pignone, per inerzia, ritarda e risale la vite spostandosi assialmente. Il disinnesto è in questo caso automatico perchè avviene quando si verifica l'inversione del momento applicato, ossia quando il motore avviato tende a trascinare il motorino, ma è tuttavia garantito da una molla di richiamo.

Nei motorini del sistema 2°) la manovra d'innesto avviene per spostamento assiale del pignone sull'alberino scanalato dell'indotto, mediante una leva a forchetta che si impegna in un collare ricavato su di un mozzo collegato al pignone: *a fondo corsa* della manovra di innesto si chiude automaticamente il circuito che dà corrente al motorino, il quale si mette così in rotazione solo ad innesto avvenuto. Il pignone è accoppiato al mozzo per mezzo di una ruota libera, la quale impedisce che, a motore avviato, l'indotto venga trascinato in rotazione. Il disinnesto avviene per azione di una molla.

Nei motorini del sistema 3°) la manovra di innesto è simile a quella del sistema 2°) con la differenza che l'avanzamento del pignone è ottenuto per azione di un'elettrocalamita. Quando si preme il bottone d'avviamento, si chiude il circuito che dà corrente all'elettrocalamita ed anche qui il circuito del motorino si chiude automaticamente solo a fondo corsa del pignone.

Conoscendo il momento torcente che deve essere fornito per l'avviamento e la velocità di rotazione necessaria, il motorino viene scelto in modo che dia una potenza massima un po' maggiorata per avere una riserva di potenza. Dalla curva caratteristica del motorino si deduce qual'è la velocità di rotazione corrispondente alla potenza necessaria e si stabilisce il rapporto di trasmissione.

Esempio: motore da 2,2 litri, ciclo Otto.

Numero di giri previsto per garantire l'avviamento:

$$n = 130 \text{ giri/min};$$

momento motore necessario, calcolato con la formula di Bosch:

$$M_m = c \cdot 2{,}2 = 4 \times 2{,}2 = 8{,}8 \text{ mkg},$$

quindi la potenza richiesta è:

$$N = \frac{130 \times 8{,}8}{716} = 1{,}6 \text{ Cv}.$$

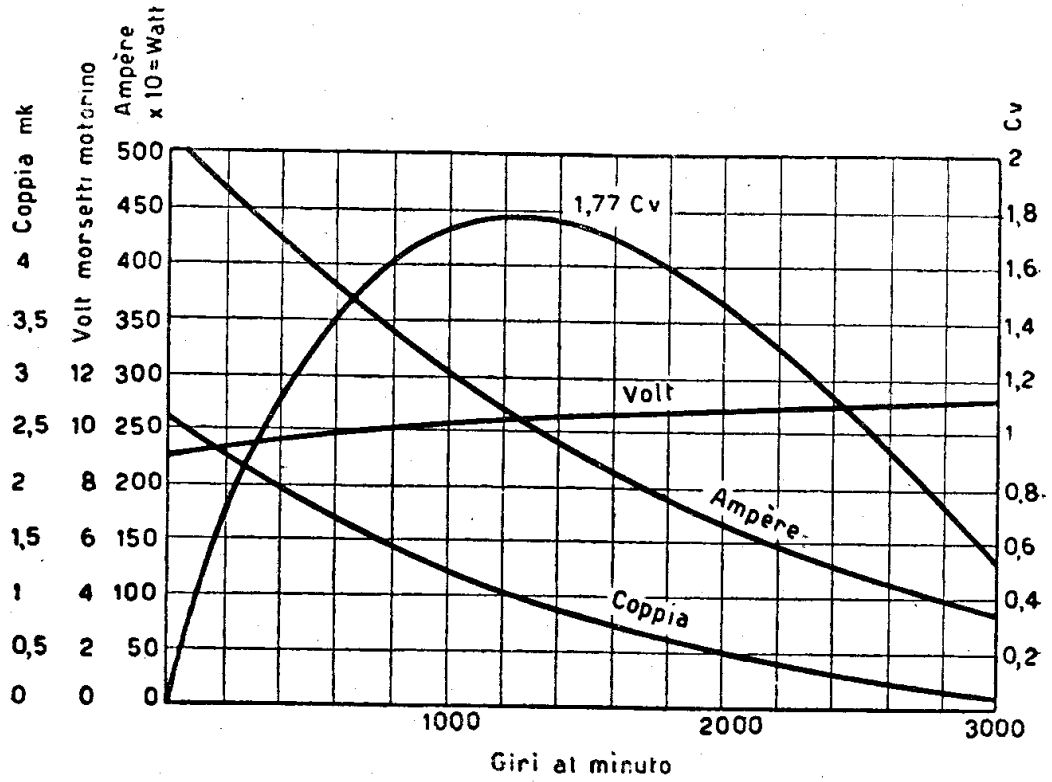


Fig. 233. – Curve caratteristiche di un motorino elettrico d'avviamento.

Se la curva caratteristica del motorino è quella della fig. 233, possiamo ottenere questa potenza a circa 800 giri come pure a circa 1800; sceglieremo questa seconda velocità perchè è caratterizzata da un minor assorbimento di corrente. Il rapporto di trasmissione dovrà quindi valere:

$$\tau = \frac{1800}{130} = 13{,}85.$$

Se il pignone ha 9 denti la corona dentata dovrà averne:

$$9 \times 13{,}85 = 125.$$

Un particolare motorino elettrico d'avviamento è costituito dal *dinamotore*, che funziona da motorino quando vi si immette corrente e da dinamo quando è trascinato; esso è perciò sempre collegato al motore a mezzo di ingranaggi o di cinghia trapezoidale o di catena.

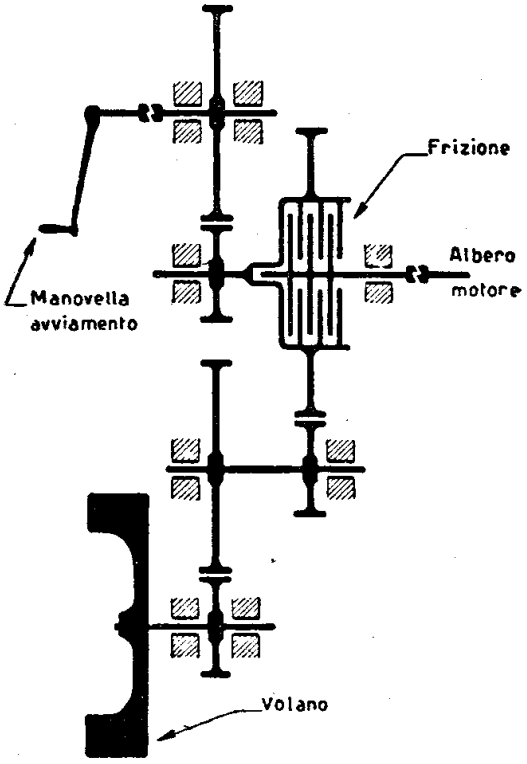


Fig. 234. – Schema di avviatore ad inerzia.

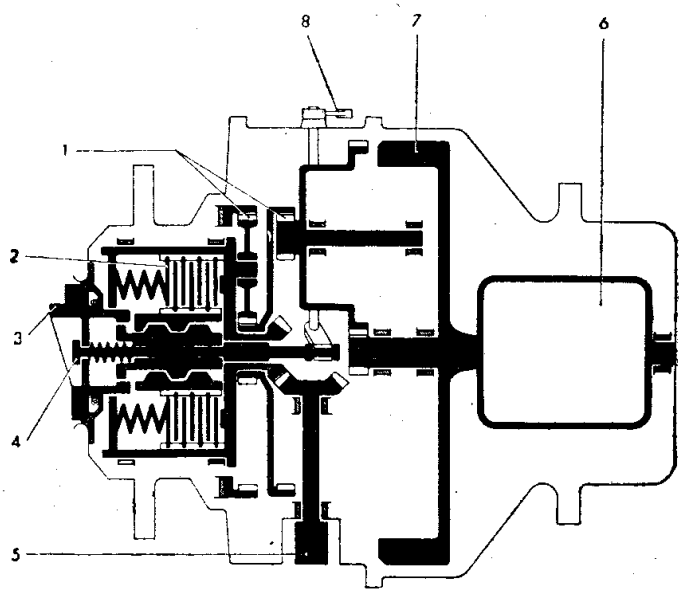


Fig. 235. – Avviatore ad inerzia.

1, Ruotismi dell'avviatore. – 2, Giunto. – 3, Innesto. – 4, Asse di comando. – 5, Comando a mano. – 6, Motorino dell'avviatore. – 7, Volano. – 8, Leva di comando.

L'*avviatore ad inerzia* (fig. 234) è costituito da un volano che, posto in rotazione ad alto numero di giri, accumula l'energia necessaria all'avviamento; il numero di giri varia da 3000 nelle costruzioni pesanti a 12000 in quelle leggere. Per ottenere questa elevata velocità, fornita a mano da una manovella oppure da un motore elettrico, l'avviatore è provvisto di un complesso di ingranaggi a elevati rapporti di trasmissione e in alcuni casi di un cambio di velocità. Quando il volano gira alla velocità voluta, un innesto a frizione lo collega all'albero motore

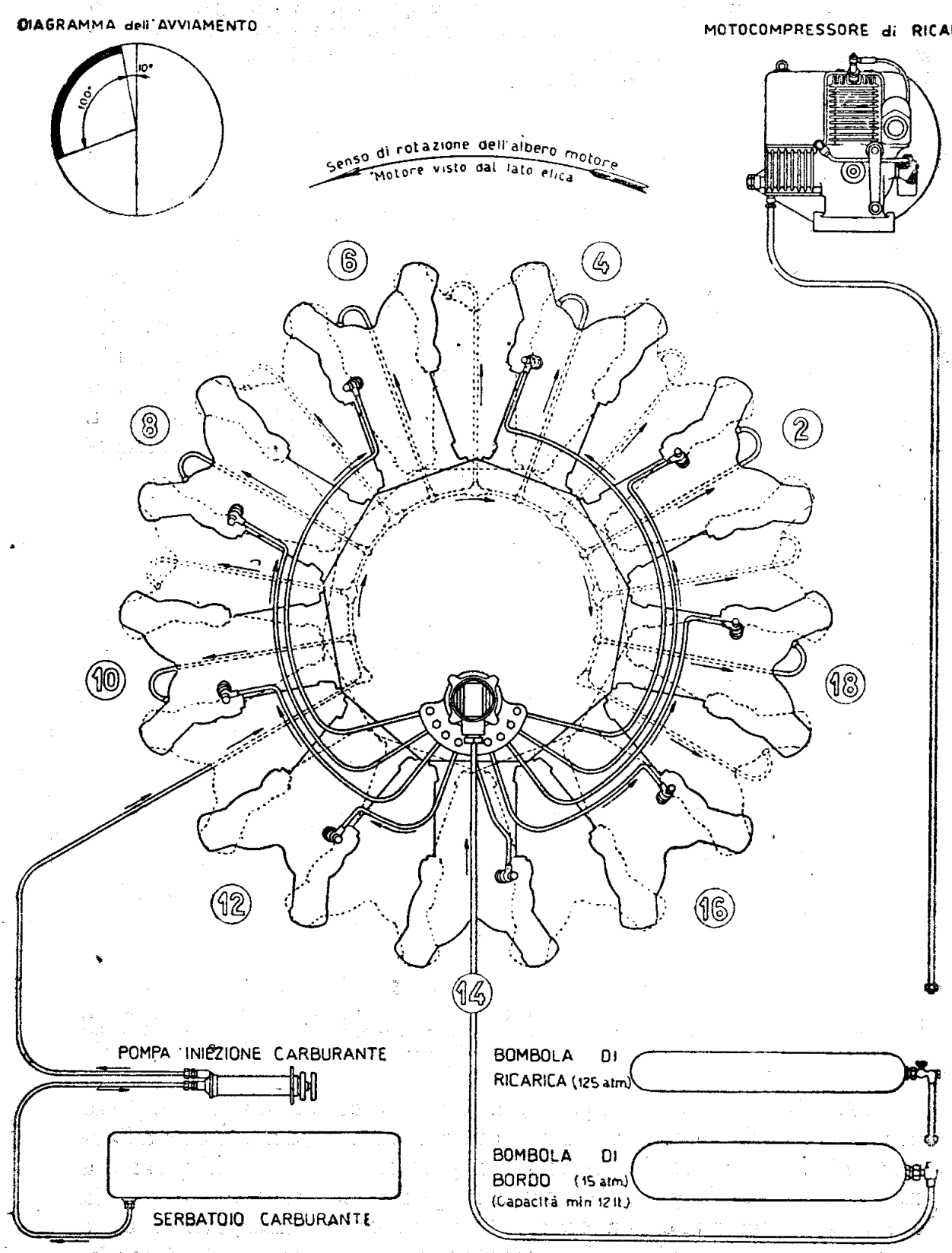


Fig. 236. – Schema d'avviamento ad aria compressa per motore d'aviazione.

con l'intermediario di un rapporto di trasmissione. Questo sistema è usato su alcuni autocarri ed in aeronautica.

166. Avviamento ad aria compressa.

L'*avviamento ad aria compressa* è caratteristico dei vecchi motori d'aviazione ed è rappresentato schematicamente in fig. 236 applicato ad un motore stellare. Un *distributore* (di cui si vede una sezione in fig. 237) distribuisce aria compressa ai vari cilindri nella fase voluta (che è evidentemente quella corrispondente al periodo di espansione del ciclo a combustione interna) ed il motore è così messo lentamente in moto. L'aria viene carburata da una apposita *pompa di iniezione* analoga a quella di cui si è detto per l'avviamento a mano. L'iniezione del carburante è necessaria perchè l'aria aspirata nella fase di aspirazione dal motore, oltre a non essere sufficientemente carburata a causa della sua bassa velocità nel carburatore, è anche diluita dall'aria compressa di avviamento. Un magnetino d'avviamento azionato a mano assicura l'accensione. L'aria necessaria è fornita da un piccolo compressore ed è raccolta in bombole.

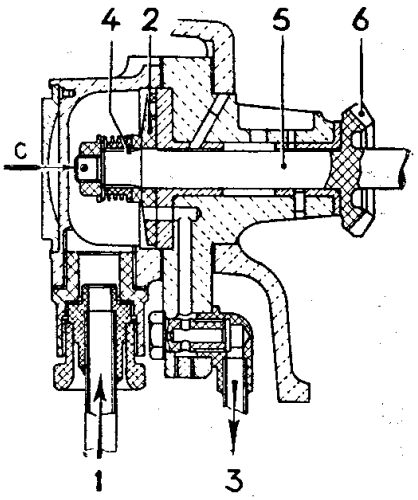


Fig. 237. – Distributore aria d'avviamento per motore di aviazione.

1, Ingresso aria al distributore. – 2, Disco rotante distributore. – 3, Mandata aria al cilindro. – 4, Accoppiamento a denti per la messa in fase del disco. – 5, Alberino di comando. – 6, Pignone di comando.

PROBLEMA. – *Calcolare la pressione d'aria* p *necessaria ad avviare un motore d'aviazione di* 30 *l di cilindrata supponendo, come nel caso di fig.* 236, *che si faccia funzionare ad aria compressa solo metà numero di cilindri* (*la stella anteriore*).

Il momento motore da vincere e il numero di giri valgono:

$$M_m = 4 \times 30 = 120 \text{ mkg}$$

$$n = 100 \text{ giri/min};$$

perciò la potenza necessaria per far girare il motore è:

$$N = \frac{120 \times 100}{716} = 16{,}8 \text{ Cv}.$$

Per semplicità supponiamo che l'aria immessa nel cilindro non si espanda, ossia che la valvola di scarico si apra proprio quando il distributore cessa di inviare aria nel cilindro (effettivamente si ha una leggera espansione perchè lo scarico si apre $10 \div 15^0$ dopo); la pressione nel cilindro sarà così costantemente uguale alla pressione esistente nella bombola.

Supponendo che la distribuzione di aria compressa duri per 110^0 con inizio approssimativamente nel punto morto superiore, la pressione dell'aria compressa

agirà sullo stantuffo per una corsa uguale a circa 0,7 volte la corsa effettiva del motore. La pressione che cerchiamo sarà quindi uguale alla p_e di un motore di

$$\frac{30}{2}\,0{,}7 = 10{,}5\ \text{l}$$

di cilindrata; si ha cioè:

$$p = p_e = \frac{900 \cdot N}{V \cdot n} = \frac{900 \times 16{,}8}{10{,}5 \times 100} = 14{,}4\ \text{kg/cm}^2\,.$$

167. Compressori.

I compressori usati per l'alimentazione forzata sono di tipo *centrifugo* oppure di tipo *volumetrico*: i primi sono quasi esclusivamente usati per motori d'aviazione, i secondi per motori da autoveicoli.

Il **compressore centrifugo** è formato da una *ventola* o *girante* (fig. 238), a pale quasi sempre diritte, paragonabile alla ventola di una pompa acqua, racchiusa in una scatola nella quale ruota a fortissima velocità, che talvolta raggiunge i 30 000 giri al minuto. Per facilitare l'entrata del fluido nella girante le pale vengono opportunamente sagomate, come si vede nelle figg. 238 e 240.

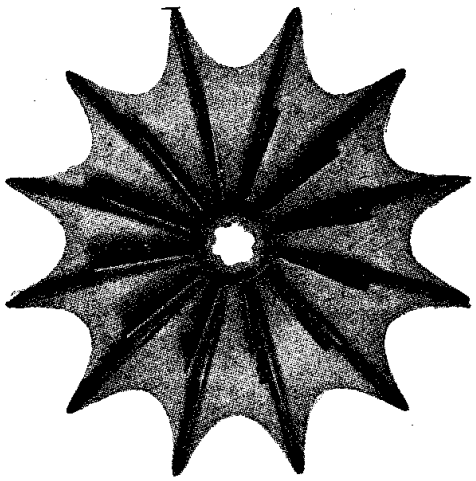


Fig. 238. – Girante a pale radiali per compressore centrifugo.

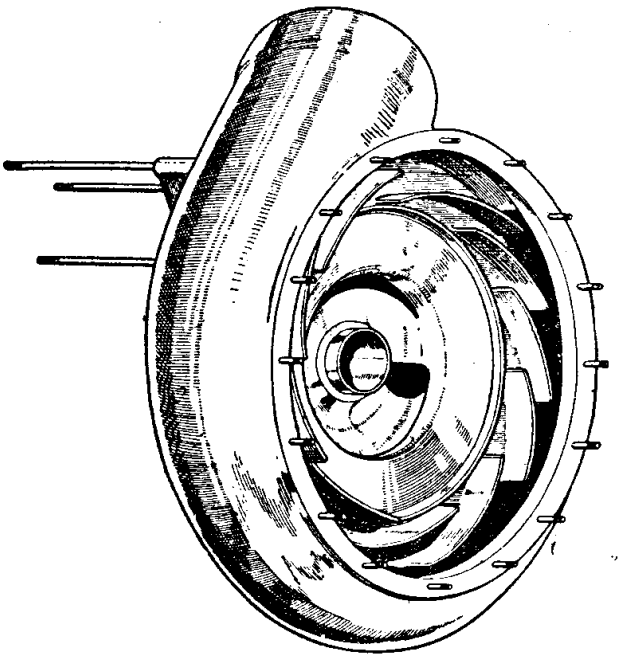


Fig. 239. – Diffusore con collettore a chiocciola di un compressore centrifugo.

L'aria raccolta dalle pale viene centrifugata per cui la sua velocità aumenta a mano a mano che si sposta dal centro alla periferia fino a raggiungere valori dell'ordine di 300 m/s; la velocità viene poi trasformata in pressione attraverso un *diffusore* (fig. 239) formato da un anello comprendente un certo numero di alette o deflettori. Intorno al diffusore è il *collettore a chiocciola* dal quale parte il tubo di mandata al motore. La ventola è costruita in acciaio speciale oppure, più spesso, in duralluminio

e talvolta in lega di magnesio. Data la sua straordinaria velocità questo pezzo è soggetto a forze centrifughe molto elevate per cui il materiale più adatto alla sua costruzione è quello il cui rapporto fra carico di rottura e peso è il più alto. In fig. 238 è rappresentata una ventola normale per motore d'aviazione e in fig. 240 una girante a cassone.

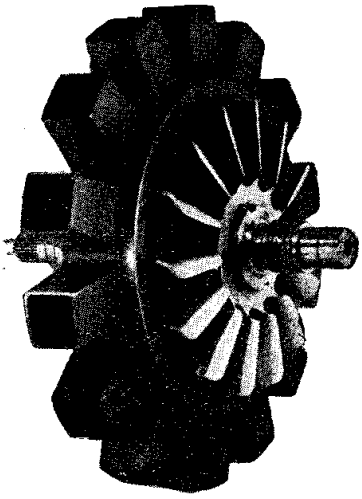


Fig. 240. – Girante a cassone per compressore centrifugo.

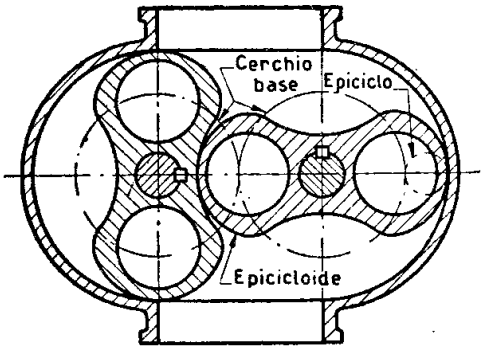


Fig. 241. – Compressore a lobi (Root).

I **compressori volumetrici** di maggior diffusione sono quelli a *lobi* (*tipo Root*) che sono composti di due rotori, aventi in sezione una forma paragonabile a quella di un 8, i cui alberi collegati da due ingranaggi ruotano alla stessa velocità: il funzionamento è simile a quello di una pompa ad ingranaggi. Fra i rotori e la scatola che li contiene, come pure fra i rotori stessi, esiste un certo gioco che è causa di una piccola perdita di pressione. Come è indicato in fig. 241 le estremità dei lobi hanno il profilo a forma di epicicloide (l'epicicloide è una curva generata da un punto di un cerchio, detto epiciclo, rotolante su di un altro cerchio fisso detto cerchio di base).

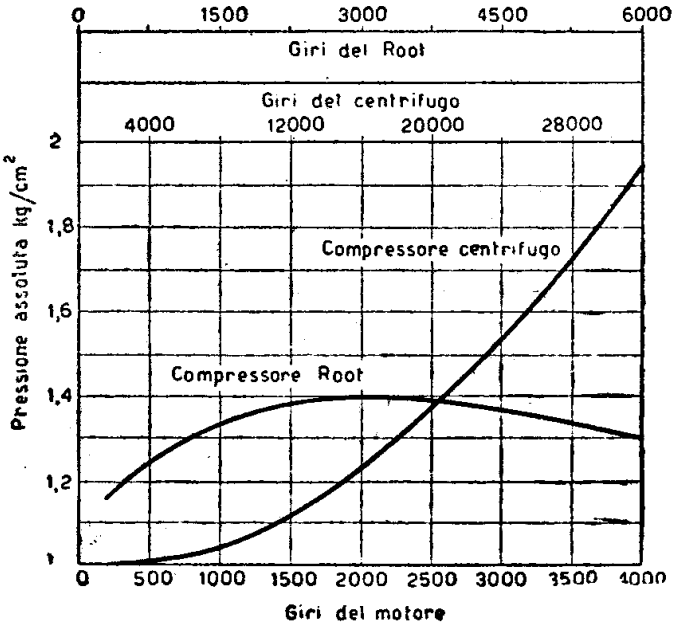


Fig. 242. – Andamento delle pressioni nei compressori.

Le caratteristiche dei due tipi di compressori descritti sono molto diverse; mentre per il centrifugo la portata varia sostanzialmente con il quadrato della velocità, per quello a lobi varia approssimativamente con la velocità, o in proporzione un poco maggiore, poichè le perdite

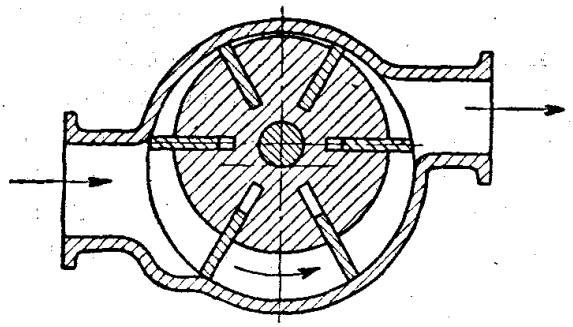


Fig. 243. – Schema di compressore a palette.

per i giochi diminuiscono con l'aumentare della velocità.

Con un compressore a lobi il grado di alimentazione del motore si mantiene pressapoco costante al di sopra di una certa velocità, mentre con quello centrifugo è minimo alle piccole velocità. La fig. 242 illustra l'andamento delle pressioni fornite da due compressori, uno a lobi e l'altro centrifugo, applicati ad uno stesso motore d'autovettura.

Queste caratteristiche ed altre ragioni di ingombro e di peso spiegano perchè i compressori centrifughi sono usati sopratutto per i motori di aviazione ed i « Root » per la *sovralimentazione* dei motori per autovetture da corsa o sportive.

I compressori Root possono anche essere a 3 lobi e con i lobi leggermente elicoidali per ottenere una maggior uniformità di erogazione. Il numero di giri al quale vengono fatti funzionare può raggiungere il valore di 10 000 al minuto. I lobi e la scatola sono costruiti in genere in lega di alluminio.

Altri tipi di compressori volumetrici sono quelli a *palette*, di cui è rappresentato uno schema in fig. 243 (Zoller, Cozette,ecc.) il cui funzionamento è simile a quello delle pompe a palette per la lubrificazione; presentano l'inconveniente di avere parti dotate di moto alterno e difficoltà di lubrificazione.

168. *Installazioni dei compressori.*

L'installazione del compressore può essere fatta *fra il carburatore e il motore*, oppure a *monte del carburatore*.

Il primo sistema (*carburatore aspirato*) ha il vantaggio di mantenere per il carburatore lo stesso tipo di alimentazione che si ha senza compressore, mentre il secondo (*carburatore soffiato*) richiede che il sistema di alimentazione del combustibile venga mantenuto sotto pressione.

D'altra parte il primo ha lo svantaggio che nel compressore passa miscela esplosiva anzichè aria per cui possono verificarsi, in caso di ritorni di fiamma, esplosioni nel condotto e nel compressore stesso. Per evitare rotture spesso nei motori d'aviazione è sistemata nel collettore di mandata una valvola di sicurezza; nei motori

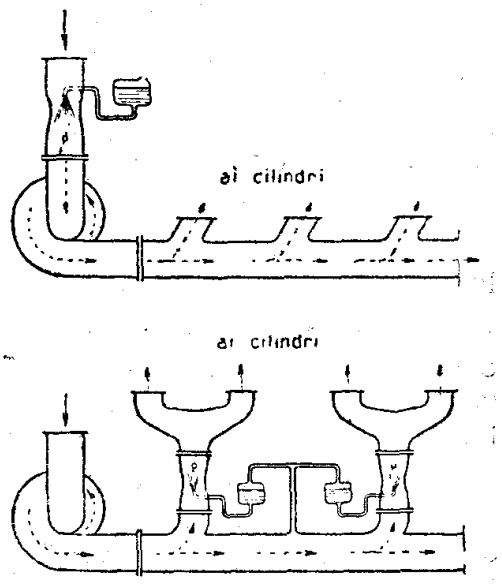


Fig. 244. – Schemi di applicazione del compressore.

per vetture da corsa, date le dimensioni ridotte dei condotti e il loro spessore rilevante, questa aggiunta non è necessaria.

I due sistemi sono illustrati in figura 244.

Per ovviare all'inconveniente del riscaldamento dell'aria o della miscela per effetto della compressione (che causerebbe un abbassamento del rendimento volumetrico) si provvede al raffreddamento del compressore e del condotto di mandata con l'aggiunta di alette e con una buona ventilazione.

La presa di movimento dal motore è fatta in genere attraverso un accoppiamento a frizione che, slittando nei periodi di accelerazione

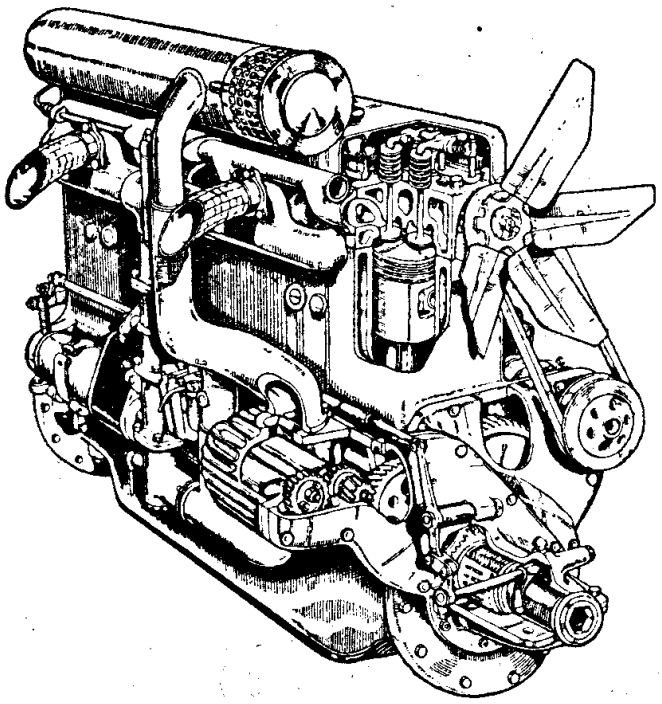


Fig. 245. – Motore con compressore Root.

o decelerazione violente, scarica gli organi di trasmissione del moto dalle forze prodotte dall'inerzia della girante o dei rotori.

In fig. 245 è rappresentato un compressore per autovettura sportiva: esso è posto a monte del carburatore e viene inserito solo quando il pedale dell'acceleratore ha superato una certa corsa; con la manovra di innesto viene contemporaneamente chiuso il condotto di esclusione del compressore.

Un altro tipo di comando del compressore è quello con turbina azionata dall'energia termica dei gas di scarico dello stesso motore (*turbocompressore a gas di scarico*). Il sistema trova qualche applicazione nelle pompe di lavaggio dei Diesel lenti a 2 tempi (sistema Büchi); recentemente è stato impiegato anche su motori veloci a 4 tempi a ciclo Diesel e Otto per applicazioni ferroviarie (Büchi) e specialmente in campo aeronautico (Rateau, Moss).

CAPITOLO SESTO

MOTORI A DUE TEMPI E MOTORI AD ALIMENTAZIONE PER INIEZIONE

169. Classificazione e caratteristiche principali dei motori a 2 tempi.

I motori ad accensione per scintilla funzionanti a 2 tempi sono applicati quasi esclusivamente nel campo motociclistico e della motonautica (fuoribordo); qualche rara applicazione si è avuta anche su autovetture da corsa e da turismo. In generale la loro applicazione è però limitata alle piccole o piccolissime cilindrate.

Una loro razionale classificazione può essere basata sul metodo seguito per introdurre la miscela fresca nel cilindro. Due sono i sistemi fondamentali di immissione della miscela: uno secondo il quale **l'immissione è controllata dagli stantuffi;** l'altro secondo il quale **l'immissione è controllata da valvole a fungo o rotative.**

Il primo sistema è applicato sulla maggior parte dei motori a 2 tempi finora costruiti, i quali possono essere suddivisi in due grandi categorie e cioè in *motori a 3 luci* (fig. 250) e *motori a doppio stantuffo*; questi ultimi a loro volta si suddividono in *motori a stantuffi contrapposti* (fig. 251) e motori con *stantuffi accoppiati* in cilindri ad U (fig. 252).

Le figure non hanno bisogno di ulteriori chiarimenti; il funzionamento del tipo a 3 luci è stato descritto nella prima parte a proposito dei cicli di lavoro.

Sono del secondo sistema i motori nei quali l'immissione è ottenuta con una valvola disposta nella testa del cilindro e quelli del primo sistema nei quali, per eliminare certi difetti, è stato aggiunto un dispositivo ausiliario di valvole (es.: fig. 254).

I motori con l'immissione controllata dallo stantuffo sono i più diffusi sopratutto in quei casi in cui ha primaria importanza la semplicità ed il basso costo di produzione; infatti i tipi a 3 luci sono i più semplici motori a combustione esistenti perchè, mancando del meccanismo della distribuzione, sono ridotti si può dire ai soli organi essenziali.

I motori con l'immissione controllata da valvole hanno alcuni vantaggi dal punto di vista termodinamico, poichè il lavaggio è a corrente

unidirezionale e perciò più corretto, ma presentano i seguenti inconvenienti.

1°) Complicazione dovuta alla presenza del meccanismo della distribuzione e perciò maggior costo.

2°) Il meccanismo della distribuzione rappresenta un impedimento al raggiungimento di elevati numeri di giri poichè, dovendo l'albero degli eccentrici girare alla stessa velocità del motore, il carico delle molle delle valvole deve essere uguale a quello di un corrispondente motore a 4 tempi funzionante a velocità doppia.

3°) Le valvole, quando sono applicate alla testa, devono essere di grandi dimensioni per permettere l'entrata del gas in un tempo che è circa la metà di quello di un 4 tempi di pari velocità, per cui il difetto precedente viene ancora esaltato e per di più le valvole risultano difficilmente raffreddabili.

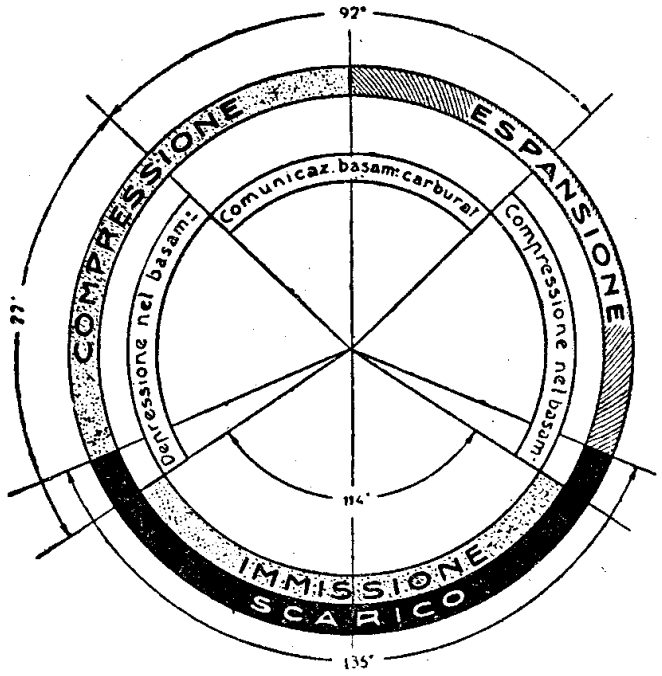


Fig. 246. – Diagramma della distribuzione di motore a 2 tempi.

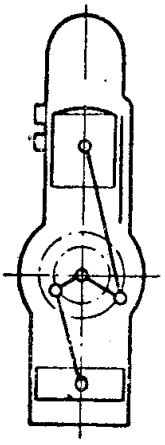


Fig. 247. – Compressione con stantuffo ausiliario.

Per tutti i tipi elencati la compressione della miscela che, come sappiamo, deve essere *forzata* nel cilindro, può essere ottenuta *nella camera del basamento* oppure a parte, con un *compressore separato.*

Nel primo caso, che è il più diffuso, la miscela viene compressa nel basamento dallo stantuffo nella sua corsa di espansione e cacciata nel cilindro appena si aprono le luci di immissione: in fig. 246 è riportato un diagramma della distribuzione di un motore a tre luci di questo tipo, completato con il diagramma della distribuzione per la precompressione nel basamento.

Lo spazio nocivo nel basamento deve essere proporzionato in modo che il volume del gas introdotto nel cilindro si avvicini il più possibile a quello della ci-

lindrata V nelle costruzioni normali: tale volume vale $0{,}65 \div 0{,}70\ V$ e lo spazio nocivo corrispondente è circa uguale a $2\ V$.

Nel caso del compressore separato questo può essere del tipo centrifugo o volumetrico oppure a stantuffo funzionante in fase col motore. Fra i tipi a stantuffo si hanno quello a *stantuffo ausiliario* (fig. 247),

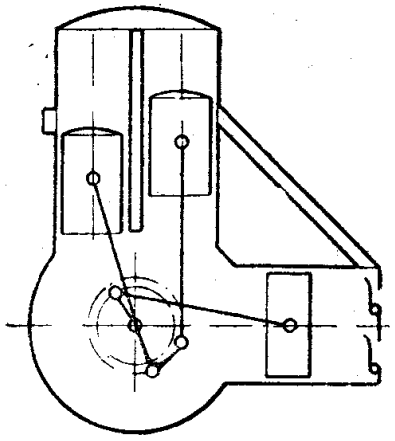


Fig. 248. – Compressore con stantuffo separato.

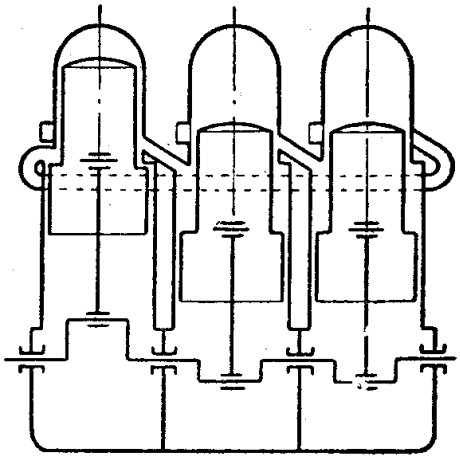


Fig. 249. – Compressione con stantuffi a scalino.

e quello a *stantuffo separato* (fig. 248); sono però poco usati per le complicazioni costruttive che presentano.

Una variante del tipo a compressione nel basamento è quella con *stantuffo a scalino* (fig. 249).

I motori a tre luci quando hanno il compressore separato diventano a due luci, perchè viene eliminata la luce di aspirazione.

170. Il lavaggio.

I motori con distribuzione a luci si differenziano a seconda del percorso che vien fatto seguire alla colonna fluida nel circuito durante la fase di lavaggio e cioè durante il tempo in cui avviene contemporaneamente lo scarico e l'immissione.

Il lavaggio può essere a *corrente riflessa* od a *corrente unidirezionale.*

Il **lavaggio a corrente riflessa** è caratteristico del motore a 3 luci e può essere ottenuto secondo vari schemi; i principali sono:

a) *Lavaggio a corrente trasversale.* Le luci di scarico e di immissione stanno una di fronte all'altra; per impedire una prematura sfuggita di gas fresco attraverso allo scarico è necessario disporre un *deflettore* sul fondo dello stantuffo con forma *a naso* (fig. 250 *a*) od a *tetto* (fig. 250 *b*).

b) *Lavaggio a ritorno* (fig. 250 *c*). Le luci di scarico sono disposte di fianco a quelle di immissione e la miscela viene indirizzata in alto inclinando la luce di immissione (*D K W*, Schnürle).

c) *Lavaggio a tre correnti* (fig. 250 *d*). La corrente di immissione, che entra da una luce posta di fronte a quella di scarico, viene corretta da due correnti laterali (Zündapp).

d) *Lavaggio a correnti incrociate* (fig. 250 *e*). Le due luci di scarico sono disposte una di fronte all'altra e quelle di immissione a 90° con esse. Le correnti di lavaggio sono indirizzate superficialmente sul fondo dello stantuffo e si dirigono verso la testa (Williers) oppure sboccano inclinate nel cilindro e si riuniscono nella testa (Ardie). Nei tipi Bekamo le due correnti sono indirizzate mediante un deflettore simmetrico sullo stantuffo (fig. 250 *f*).

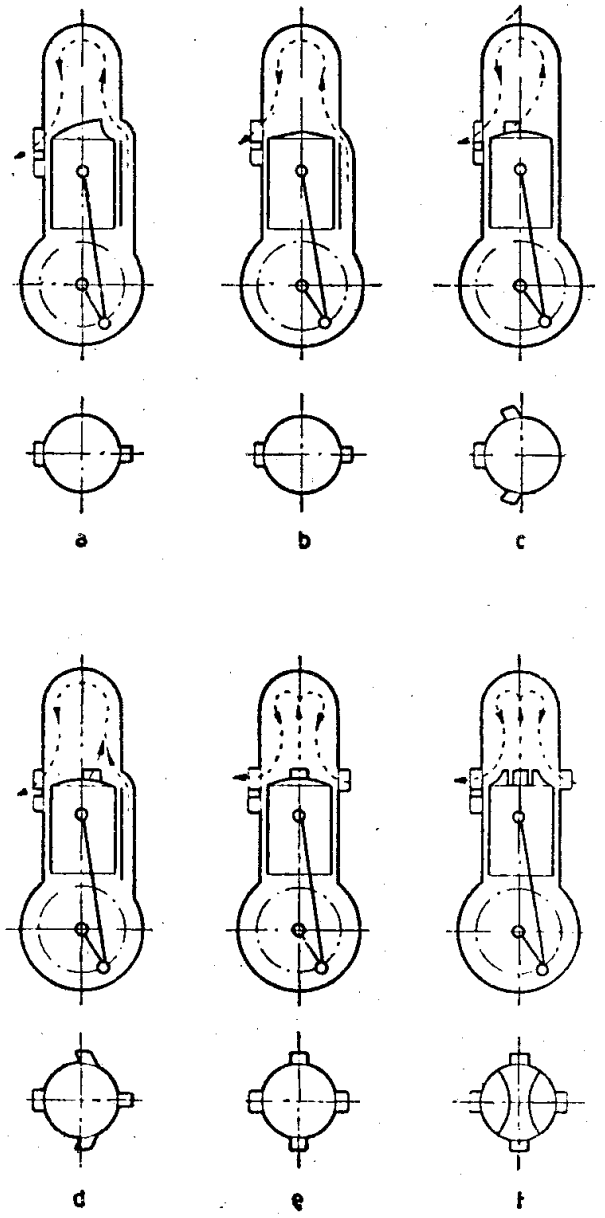


Fig. 250. – Lavaggio a corrente riflessa.

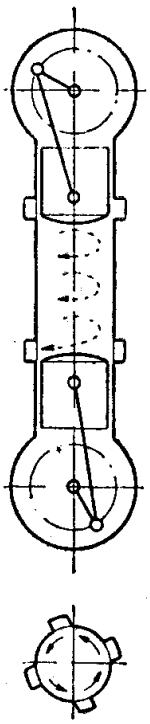


Fig. 251. Lavaggio a corrente unidirezionale (Junkers).

Il **lavaggio a corrente unidirezionale** si ha quando i passaggi *e* per l'immissione e lo scarico stanno alle estremità opposte del cilindro, il che è ottenuto:

1°) Con la soluzione a due stantuffi opposti (fig. 251) o con quella dei cilindri a U (Puch, Garelli e Zoller, fig. 252).

2°) Con stantuffo a gradini e camera del cilindro anulare (Schliha, fig. 253)o con distribuzione a valvole (fig. 254).

La corrente unidirezionale può essere *a mulinello* (fig. 251), ottenuta facendo le luci d'ingresso tangenziali al cilindro (Junkers, Schauer).

La distribuzione a valvole è stata introdotta sopratutto per realizzare il lavaggio a corrente unidirezionale.

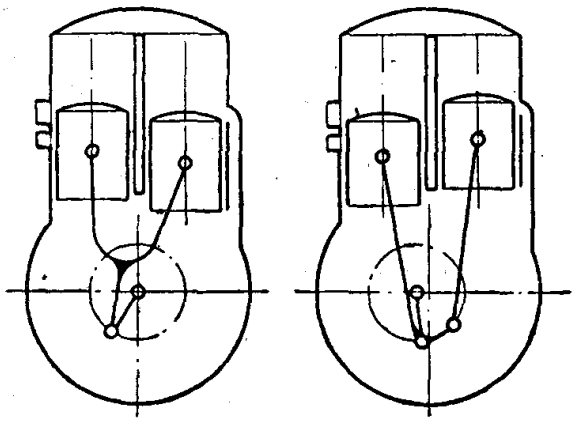


Fig. 252. – Lavaggio a corrente unidirezionale.

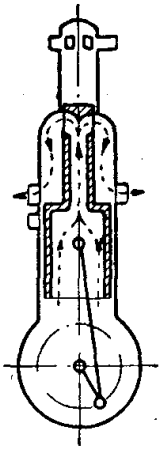


Fig. 253. Lavaggio Schliha.

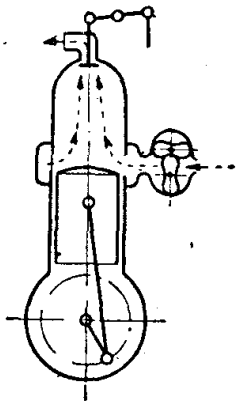


Fig. 254. – Lavaggio unidirezionale con valvola a fungo.

171. Considerazioni sui motori a 2 tempi.

Senza voler approfondire i vari problemi che si presentano nel proporzionamento dei motori a due tempi, cosa che ci porterebbe troppo lontano, riteniamo utili alcune considerazioni di carattere pratico.

1°) **Motore a 3 luci.** — Lo stantuffo, compiendo la corsa di andata (corsa utile) apre prima la luce di scarico e poi, quando la pressione dei gas combusti si trova leggermente al di sotto di quella della miscela fresca compressa nel basamento, scopre la luce di immissione. La fuoruscita dei gas freschi dallo scarico è impedita in una certa misura dal deflettore posto sulla testa dello stantuffo. Questo tipo di motore presenta dal punto di vista termodinamico i seguenti inconvenienti:

a) corsa di espansione ridotta, con conseguente perdita di potenza e rendimento;

b) luci di dimensioni ridotte (per non diminuire eccessivamente l'espansione) e conseguente necessità di forte precompressione che significa perdita di potenza;

c) perdita di miscela fresca attraverso allo scarico e diluizione della carica con i gas combusti, e conseguente perdita di potenza ed aumento di consumo;

d) perdita di potenza per effetto della resistenza all'entrata della miscela nel basamento.

Si ha come conclusione una bassa pressione media effettiva. Dal punto di vista meccanico l'inconveniente maggiore è quello dell'ineguale consumo dei cilindri, degli stantuffi e degli anelli, dovuto alla presenza delle luci.

2°) **Motore a stantuffi contrapposti.** — In questo motore uno stantuffo controlla le luci di aspirazione e l'altro quelle di scarico; si ha il vantaggio di una buona utilizzazione dell'espansione e di una ottima forma della camera di combustione. La caratteristica principale è quella di avere una corrente dei gas *unidirezionale* con vantaggio agli effetti del riempimento e della diminuzione della diluizione con i gas combusti.

Dal punto di vista meccanico, mentre si ha il vantaggio del perfetto equilibramento fra le masse alterne, si ha il grande inconveniente di una forte complicazione dovuta all'aggiunta di un albero motore ed al collegamento necessario fra i due alberi. In pratica questo tipo ha perciò poche applicazioni.

3°) **Motore con cilindri a U.** — Può considerarsi come un motore del tipo a stantuffi contrapposti avente il cilindro ripiegato su se stesso, o come uno a tre luci avente il deflettore fisso anzichè mobile con lo stantuffo. Rispetto al tipo con stantuffi contrapposti ha lo svantaggio di una forma irrazionale della camera di combustione ed il vantaggio di una maggior semplicità. Rispetto al tipo a tre luci ha il vantaggio di avere la corrente unidirezionale e lo svantaggio della minor semplicità; presenta poi l'inconveniente di avere le parti dotate di moto alternato assai pesanti.

I tipi a stantuffo piano (2° e 3°) presentano rispetto a quelli con stantuffo a deflettore i seguenti vantaggi: baricentro dello stantuffo sull'asse del cilindro e perciò miglior ripartizione dei carichi laterali, miglior raffreddamento e miglior coefficiente di forma della camera di combustione.

Confrontando ora, da un punto di vista più generale, il *motore a 2 tempi* con quello a 4 *tempi* abbiamo:

Vantaggi:

1°) A parità di numero di combustioni nell'unità di tempo, il numero dei cilindri risulta la metà di quello del 4 tempi.

2°) Maggior semplicità e minor costo iniziale per l'assenza dei numerosi organi che formano il meccanismo della distribuzione.

Svantaggi:

1°) Minor rendimento termodinamico dovuto al cattivo riempimento, alla diluizione del gas fresco, alla perdita di gas fresco allo scarico, alla perdita di lavoro per pompaggio ed all'incompleto sfruttamento dell'espansione. In conclusione: bassa pressione media effettiva.

2°) Maggiori difficoltà di raffreddamento e maggiori sollecitazioni degli organi in movimento; lo stantuffo del motore a 2 tempi, a parità di numero di giri, è soggetto alla temperatura ed alla pressione

di combustione un numero doppio di volte di quello di un motore a 4 tempi.

3°) Maggiori consumi specifici.

4°) Funzionamento irregolare ai bassi regimi.

Dai motori a 2 tempi a tre luci con precompressione nel basamento si ricavano normalmente 22 ÷ 30 Cv/l a 3000 ÷ 3500 giri/min; da motori a stantuffi opposti 40 ÷ 45 Cv/l a 4000 giri, e da motori da corsa a stantuffi opposti 80 ÷ 115 Cv/l a 5000 ÷ 6000 giri. Come si vede questi valori non sono superiori a quelli ottenibili con i 4 tempi; il motore a 2 tempi non è dunque superiore al 4 tempi dal punto di vista dello sfruttamento della cilindrata.

172. Motori con alimentazione per iniezione.

Sono normali motori ad accensione elettrica nei quali l'introduzione del combustibile è ottenuta con un sistema ad iniezione analogo a quello che vedremo per i motori Diesel veloci. In essi l'aria viene carburata immediatamente prima dell'ingresso nei cilindri, oppure nei cilindri stessi, mediante getti prodotti da *iniettori funzionanti a tempo opportuno*. La combustione è del tutto analoga a quella dei motori a carburazione e quindi essi non vanno confusi con i motori Diesel anche se il sistema di alimentazione li rende apparentemente simili.

Il principale vantaggio dato dall'iniezione diretta nei cilindri è quello di permettere di fare un forte lavaggio della camera di combustione per mezzo di aria sola e perciò senza spreco di combustibile. Il lavaggio riduce il pericolo della detonazione e fornisce un aumento di potenza anche perchè aumenta il rendimento volumetrico.

Esistono pure motori alimentati ad *iniezione continua*, ossia da uno spruzzo continuo ottenuto, per pressione sul carburante, nel collettore di aspirazione (in particolare all'entrata del compressore nei motori d'aviazione). Questo dispositivo, che presenta alcuni vantaggi in campo aeronautico e che può essere compreso evidentemente nella categoria dei carburatori, ha avuto rare applicazioni; perciò su di esso non ci soffermiamo.

L'applicazione dell'iniezione nei motori ad accensione per scintilla, concepita già da molto tempo, non aveva avuto seguito per le difficoltà meccaniche e tecnologiche che il sistema presentava; i progressi fatti recentemente, per lo sviluppo sempre maggiore dato ai motori Diesel veloci, hanno permesso di riaffrontare il problema, ed il sistema è stato portato in questi ultimi tempi ad un soddisfacente grado di perfezione ed è stato applicato in grande scala nei motori d'aviazione.

I vantaggi derivanti dall'alimentazione per iniezione nei motori aeronautici sono essenzialmente i seguenti:

1°) eliminazione dell'inconveniente della formazione di ghiaccio che, nei motori a carburazione, si verifica nel condotto e sulla valvola a farfalla del carburatore, a causa della bassissima temperatura che si incontra a grandi altezze e del forte assorbimento di calore dovuto all'evaporazione del carburante;

2°) eliminazione di ogni inconveniente dovuto ai movimenti acrobatici dell'apparecchio;

3°) eliminazione del pericolo di ritorni di fiamma.

L'iniezione può essere fatta, come già abbiamo detto, nel *condotto d'aspirazione* immediatamente prima della valvola (fig. 255) oppure nella

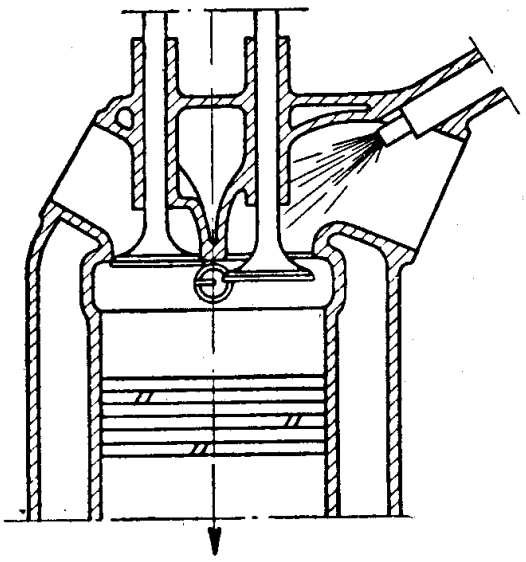


Fig. 255. – Iniezione nel condotto.

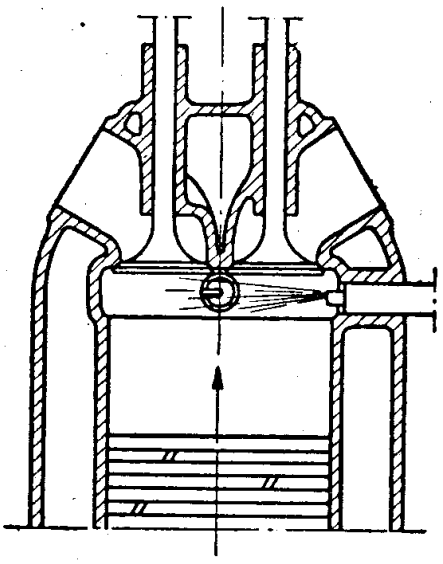


Fig. 256. – Iniezione nel cilindro.

camera di combustione (fig. 256). Il secondo di questi sistemi offre il vantaggio di un effetto di raffreddamento della camera di combustione, ma può dar luogo a condensazione di carburante sulle pareti del cilindro. e quindi a diluizione dell'olio lubrificante; questo inconveniente viene ovviato con particolari accorgimenti nella scelta dell'iniettore, della forma della camera di combustione e della pressione di iniezione.

L'iniezione avviene generalmente *durante la corsa di aspirazione* ed ha inizio dopo il periodo di lavaggio. Il lavaggio è ottenuto con un forte incrocio fra l'aspirazione e lo scarico, cioè facendo in modo che la valvola di aspirazione si apra molto prima che si chiuda quella di scarico. L'angolo di incrocio può superare gli 80°.

Poichè il combustibile dispone di un periodo di tempo assai breve per potersi mescolare con l'aria, risulta difficile ottenere una miscela omogenea; per questo si ricorre generalmente alla turbolenza, che ha perciò notevole importanza agli effetti di una buona combustione.

I motori ad iniezione permettono un più alto rapporto di compressione rispetto a quelli con carburatore; pare che ciò sia da attribuire anche al fatto che

il carburante, a causa della sua minor permanenza nel cilindro, non sia soggetto a quelle trasformazioni chimiche (formazione di perossidi) che causano la detonazione.

173. Motori ad iniezione policarburanti.

I motori ad iniezione con accensione elettrica hanno trovato recente applicazione anche nel campo dell'autotrazione, ed in special modo in quello agricolo, dove sono stati introdotti per sostituire i motori a carburatore funzionanti a petrolio e a gasolio, che presentano consumi rilevanti specie a carico medio (fino a 500 g/Cv h), grande facilità di trafilamento di combustibile nella coppa, formazione di depositi carboniosi e surriscaldamenti eccessivi.

Rispetto ai Diesel veloci hanno il vantaggio di una maggior facilità di avviamento a mano grazie al basso rapporto di compressione (7 ÷ 9), e quello, particolarmente utile, di poter bruciare combustibili diversi (benzina, petrolio, alcole, gasolio e miscele). Per questa ultima ragione sono chiamati motori « policarburanti ».

Due sono i tipi principali attualmente esistenti: l'*Hesselmann* ed il *FIAT-Boghetto*.

Nell'*Hesselmann* la camera di combustione è ricavata in parte nella testa dello stantuffo che ha una forma a bicchiere (fig. 257), e l'iniezione avviene nella camera durante la fase di compressione.

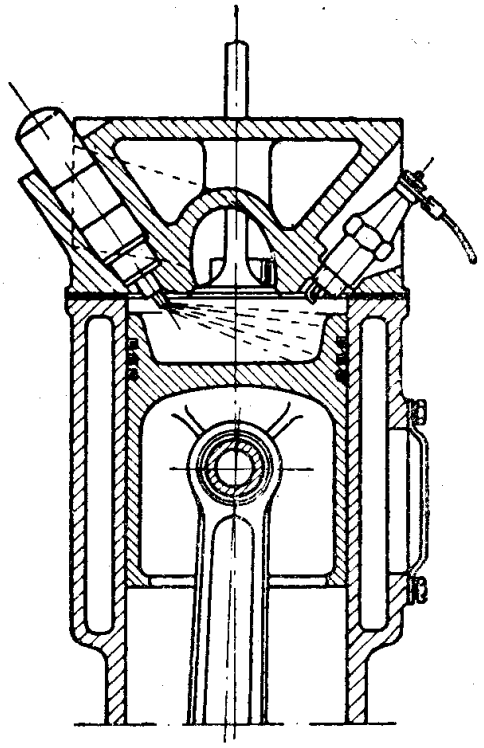


Fig. 257. – Camera del motore Hesselmann.

Il *FIAT-Boghetto* merita di essere particolarmente trattato perchè ha introdotto alcune radicali novità.

Nei motori ad iniezione di cui abbiamo finora parlato, la regolazione ai diversi regimi della quantità d'aria aspirata avviene parallelamente alla regolazione di

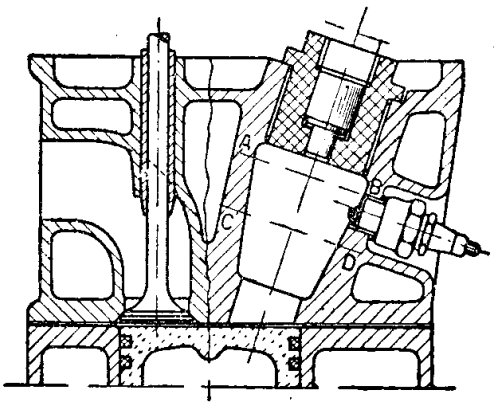


Fig. 258. – Camera del motore FIAT-Boghetto.

portata del combustibile; nel motore Fiat-Boghetto, invece, la regolazione è fatta solo sul combustibile, per cui il volume d'aria introdotto nel cilindro, mantenen-

dosi press'a poco costante al variare del carico, viene ai bassi carichi solo parzialmente carburato. Ne consegue che mentre nei primi la turbolenza è necessaria per avere la massima omogeneità della miscela, nel Fiat-Boghetto costituisce un elemento dannoso perchè provocherebbe, a bassi carichi, miscele troppo povere.

In questo motore la camera di combustione è una camera separata messa in comunicazione con quella del cilindro attraverso ad una specie di tubo di Venturi (fig. 258); l'aria aspirata viene compressa, senza turbolenza, in questa camera ed opportunamente carburata dal getto al suo ingresso. L'iniezione incomincia circa 90° prima del P.M.S. e termina quando è stata iniettata la quantità di combustibile necessaria al grado di carico. Alla fine della corsa di compressione nella camera di combustione si ha: superiormente, limitato dalla linea *A-B*, uno strato di gas inerti costituiti per la maggior parte da gas combusti; fra le linee *A B* e *C D* uno strato di aria carburata pronta per la combustione; al di sotto della linea *C D* uno strato di aria pura. Questa particolare disposizione dei gas impedisce che la fiamma giunga a contatto dell'iniettore da una parte e dello stantuffo e della valvola dall'altra, con evidenti vantaggi.

I dispositivi per l'iniezione dei carburanti sono in genere gli stessi che vengono impiegati per l'iniezione del gasolio nei Diesel veloci; rimandiamo quindi il lettore alla parte terza.

CAPITOLO SETTIMO

MOTORI D'AVIAZIONE ALTERNATIVI

174. Caratteristiche del motore d'aviazione.

Il motore d'aviazione deve possedere le seguenti doti:

1°) leggerezza;

2°) elevata potenza motrice;

3°) basso valore del rapporto peso/potenza;

4°) minimo consumo;

5°) massima indipendenza possibile della potenza dalla quota di volo;

6°) minimo ingombro frontale;

7°) sicurezza di funzionamento.

Queste caratteristiche vengono raggiunte attraverso una grande raffinatezza di disegno e di costruzione, una accuratissima messa a punto, e l'uso di materiali pregiati ad altissima resistenza.

1°) La *leggerezza* è ottenuta dando ai singoli pezzi la forma più razionale per avere, col minimo impiego di materiale, la massima resistenza alle sollecitazioni, ed impiegando su larga scala materiali a basso peso specifico.

L'architettura generale del motore ha pure molta importanza: passando da un motore a cilindri in linea ad uno corrispondente con disposizione dei cilindri a V od a stella, il risparmio di peso per il basamento e l'albero motore è notevole: riferito all'unità di cilindrata il peso del basamento può ridursi rispettivamente da 6 a 4 e da 6 a 1,5 kg/l.

2°) L'*elevata potenza* è una conseguenza della richiesta di prestazioni sempre maggiori per gli aeromobili. I fattori dai quali dipende la potenza sono: la *pressione media effettiva*, il *numero di giri* e la *cilindrata*.

La pressione media effettiva è stata portata al valore massimo consentito dalla qualità dei carburanti a disposizione e dalla resistenza degli organi del motore compatibilmente con le esigenze di durata e di leggerezza. *Con l'aumento del N. O.* (fino a 100) si è potuto ottenere in questi ultimi anni un aumento di potenza di circa il 20 % elevando le pressioni di alimentazione.

È da tener presente che, nei motori normali, i diametri dei cilindri relativamente grandi (125÷180 mm) non consentono valori troppo alti della pressione massima, perchè il tormento termico e meccanico che ne risulterebbe costringerebbe ad aumentare il peso del motore per assicurarne la resistenza e la durata (questo è appunto uno dei motivi per i quali i motori ad accensione per compressione hanno poche applicazioni in aeronautica).

Con l'ausilio dell'alimentazione forzata si ottengono pressioni medie effettive dell'ordine di 10÷12 kg/cm² (contro 5,5÷8 nei motori per autoveicoli) ed eccezionalmente anche di 17 (motore FIAT AS 6 Coppa Schneider) e di 19 (motore Rolls Royce Coppa Schneider); ma questi sono limiti attualmente superabili solo con estrema difficoltà.

Il *numero di giri* si mantiene quasi sempre al disotto di quello dei motori per autoveicoli (2800÷3200 per i motori più veloci, contro 4200÷4400) a causa delle grandi cilindrate ed anche per non dover applicare riduttori troppo ingombranti e pesanti fra l'albero motore e l'albero dell'elica. Tuttavia la velocità media di stantuffo è stata portata, specie in questi ultimi tempi, a valori che non molto addietro erano considerati quasi irraggiungibili. Parecchi sono i motori nei quali la velocità media di stantuffo supera 15 m/s.

In media il valore della potenza fornita per unità di cilindrata da un motore d'aviazione è approssimativamente uguale a quella di un motore per autovettura. Infatti:

$$\frac{\text{p. m. e. } 10}{\text{p. m. e. } 6{,}5} \times \frac{2600}{4000} = 1.$$

3°) Il *rapporto peso/potenza* è l'indice di leggerezza di un motore; in ragione delle grandi potenze richieste, l'orientamento costruttivo tende a ridurre continuamente questo rapporto. I valori attuali sono fra 0,7 e 0,5 kg/Cv; in casi eccezionali sono stati raggiunti valori ancora minori (0,3 kg/Cv per il motore FIAT AS 6) mentre per i motori da autovetture normali si ha 3,5÷2,4 kg/Cv.

4°) *Basso consumo* significa possibilità di grande autonomia per l'apparecchio: questa è una qualità essenziale sia per l'impiego civile che per l'impiego bellico. Ricorrendo a tutti gli accorgimenti a disposizione per migliorare il rendimento globale dei motori, si raggiungono consumi specifici medi di 200÷210 g/Cvh ai regimi di crociera.

Al regime di piena potenza il consumo naturalmente aumenta: lievemente per i motori raffreddati a liquido (220÷250 g/Cvh e in misura maggiore per quelli raffreddati ad aria (260÷275).

È da tener presente che in questi ultimi il minor grado di raffreddamento obbliga a usare miscele combustibili più ricche che cooperano a raffreddare gli organi più sollecitati (valvole, candele e stantuffi).

5°) Per *impedire la perdita di potenza con l'aumentare della quota* di utilizzazione quasi tutti i motori sono muniti di un compressore centrifugo.

Il compressore è dimensionato in modo da fornire, alla *quota di utilizzazione normale* (da 3000 a 9000 m) e con la farfalla del carburatore

tutta aperta, una pressione di alimentazione della miscela non inferiore a quella che il motore avrebbe a terra allo stesso regime ma senza il compressore. In queste condizioni, mantenendo il carburatore a piena apertura, la pressione di alimentazione (e perciò la potenza) diminuisce quando viene superata la quota di utilizzazione normale del motore, per effetto della diminuzione della pressione atmosferica, ed aumenta, per la ragione opposta, quando il motore funziona al di sotto di quella quota.

Per impedire questa sovralimentazione al di sotto della quota di utilizzazione normale, che porterebbe la potenza ad un valore superiore a quello per il quale sono stati calcolati gli organi del motore, è applicato al carburatore un *limitatore*, cioè uno speciale dispositivo costituito essenzialmente da una capsula barometrica e da un servo-comando, che agendo sulla farfalla del carburatore provvede a regolarne l'apertura in modo da mantenere la pressione di alimentazione costantemente uguale a quella stabilita come massima normale, indipendentemente dalla volontà del pilota. Così pure nei motori ad iniezione un sistema di regolazione basato sullo sfruttamento di capsule barometriche o *aneroidi*, agisce in modo automatico sulla pompa d'iniezione per mantenere la potenza al valore stabilito pur variando la quota di funzionamento.

La fig. 259 rappresenta la *curva di massima potenza*, a giri costanti ed al variare della quota, per un motore provvisto di limitatore. Il valore di potenza max si ha al punto 3 per la quota normale di 4100 m e la pressione di alimentazione normale di 740 mm di mercurio; alle quote maggiori la curva ha l'andamento decrescente 3-4; alle quote minori decresce pure, ma meno rapidamente (3-2).

In questo tratto (3-2) la potenza dovrebbe mantenersi costante perchè la pressione di alimentazione è mantenuta costante dal limitatore; la diminuzione che si riscontra è dovuta alle maggiori temperature ed alla maggiore contro pressione allo scarico conseguente all'aumento della pressione ambiente.

Un dispositivo speciale di comando, che vince l'azione del limitatore, permette al pilota di aumentare temporaneamente la potenza onde facilitare il decollo; la corrispondente pressione d'alimentazione si chiama *pressione massima di decollo*. Questa sovralimentazione non può però essere eccessiva per non compromettere la resistenza meccanica degli organi; il limitatore ne garantisce il limite massimo.

Il punto 1 della figura rappresenta il valore della *potenza di decollo*, sempre a giri costanti, corrispondente alla pressione massima ammessa di 820 mm Hg; il prolungamento della curva 3-4 (tratteggiato) mostra il pericoloso aumento che subirebbe la potenza al decrescere della quota se il limitatore non funzionasse.

Con uno stesso compressore si può ottenere più di una quota normale di utilizzazione trasmettendo il moto alla ventola attraverso un cambio di velocità; il numero delle quote normali risulta in tal caso uguale a quello dei rapporti del cambio.

Ultimamente, per raggiungere quote di utilizzazione più elevate, sono stati adottati compressori a più giranti disposte in serie. La Ditta

Rolls-Royce, ad esempio, applica un compressore a due giranti con un radiatore intermedio che serve a mantenere la temperatura della miscela ad un valore sufficientemente basso. Altri hanno adottato un compressore supplementare azionato da una turbina a gas di scarico; la miscela (o l'aria, se il motore è a iniezione) passa da questo compressore in un radiatore per andare poi nel compressore trascinato meccanica-

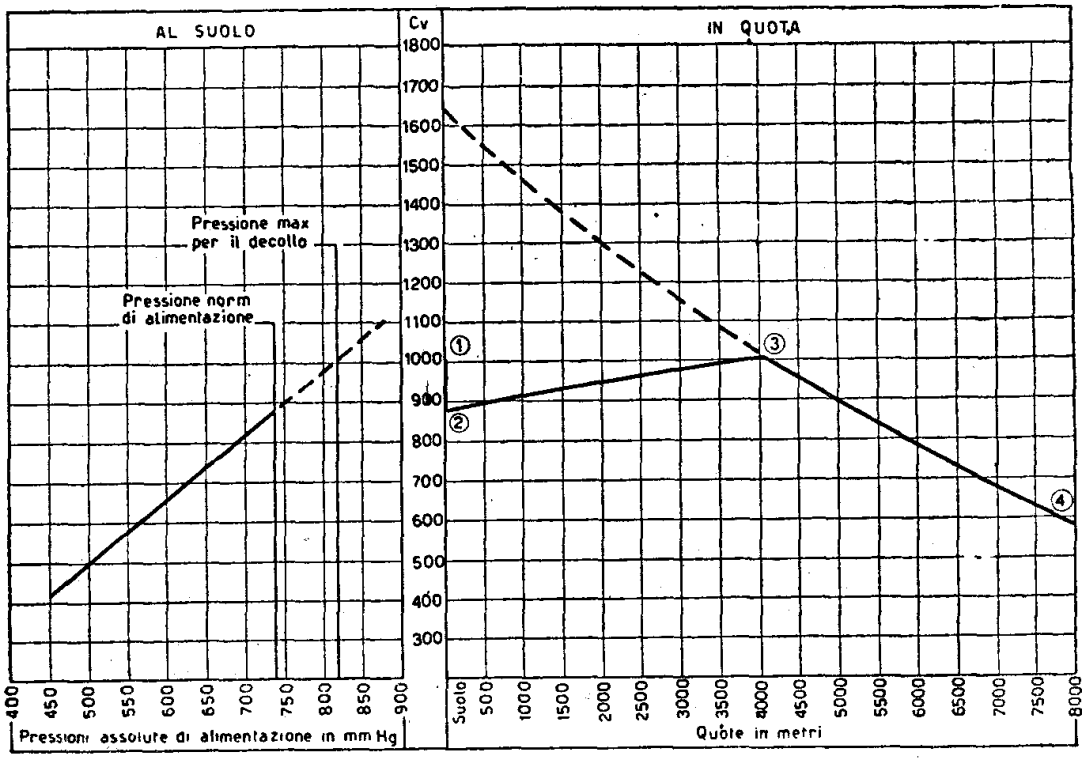


Fig. 259. – Curve di potenza e d'alimentazione di un motore d'aviazione.

mente dal motore. Le quote di utilizzazione normale che si possono raggiungere con questi mezzi sono superiori ai 10000 metri.

6°) L'*ingombro frontale* ha importanza agli effetti dell'installazione sugli apparecchi. Piccolo ingombro frontale significa piccola resistenza all'avanzamento e ciò è di importanza fondamentale quando si vogliono raggiungere alte velocità.

Il rapporto fra la potenza installata e l'area frontale del motore (espressa in Cv/dm²) dipende in una certa misura dalla disposizione dei cilindri. La disposizione più in uso nei motori raffreddati a liquido è quella a V (spesso il V è invertito per consentire una maggiore visibilità al pilota ed una migliore posizione del mozzo elica); nei motori raffreddati ad aria è quella a semplice o doppia stella.

Per motori a V di 12 cilindri il valore della potenza riferita all'ingombro frontale è di 18÷20 Cv/dm²; per quelli a doppia stella di 14 cilindri si aggira sui 6÷8 mentre per quelli a 18 cilindri vale in media 9÷10 Cv/dm². Ultimamente sono stati realizzati motori a cilindri orizzontali contrapposti (piatti) che danno la possibilità di sistemazione entro l'ala dell'apparecchio.

7°) La *sicurezza di funzionamento* è evidentemente una delle qualità essenziali per un motore d'aviazione.

Per garantire l'accensione si ricorre sempre all'applicazione di due candele per cilindro alimentate da uno o, per maggior sicurezza, da due magneti.

La durata dei motori d'aviazione è tuttavia limitata se confrontata con quella dei motori per autoveicoli: essi vengono generalmente revisionati ogni 150÷200 ore di funzionamento.

175. Tipi principali.

I motori d'aviazione sono in genere classificati in relazione alla disposizione dei cilindri e al sistema di raffreddamento.

La costruzione del tipo stellare si può dire esclusivamente riservata ai motori *refrigerati ad aria* mentre le disposizioni con cilindri su una o più file sono caratteristiche dei motori con *raffreddamento a liquido* (quasi sempre acqua). Non mancano però esempi di motori refrigerati ad aria con cilindri in linea od a V, ma hanno applicazioni modeste (ad es. su apparecchi da turismo) a causa della difficoltà di raffreddare in ugual misura tutti i cilindri di una stessa fila.

Gli attuali esponenti tipici dei due gruppi sono:

il 12 *cilindri a V* fra i motori raffreddati a liquido e

il *doppia stella* a 14 e a 18 cilindri fra quelli raffreddati ad aria.

I primi sono applicati in quei casi in cui è richiesta una grande potenza accoppiata con una minima area frontale; i secondi nei casi in cui è di maggior importanza la semplicità di installazione e di manutenzione.

Gli organi principali ed i gruppi ausiliari sono già stati descritti; occorre soltanto far notare che tutti i motori per aviazione devono avere delle *prese di movimento* (di solito raggruppate nella parte posteriore e che ricevono il moto dall'albero motore a mezzo di alberi ed ingranaggi) per il comando dei vari organi necessari per il volo e per l'impiego bellico o civile dell'aeromobile. Questi organi sono: il regolatore del passo dell'elica, il contagiri, il generatore per l'impianto radio, le pompe per il comando del carrello retrattile e delle torrette di bordo, i sincronizzatori per le mitragliatrici, ecc.

Nei paragrafi seguenti tratteremo di quelle parti che, dovendo assolvere a speciali o più complesse esigenze, meritano una trattazione particolare.

176. Il compressore.

Il compressore è, nei motori raffreddati ad aria, sempre sistemato coassialmente all'albero motore, all'estremità opposta a quella del mozzo porta-elica; così pure è nella maggior parte dei motori raffreddati ad

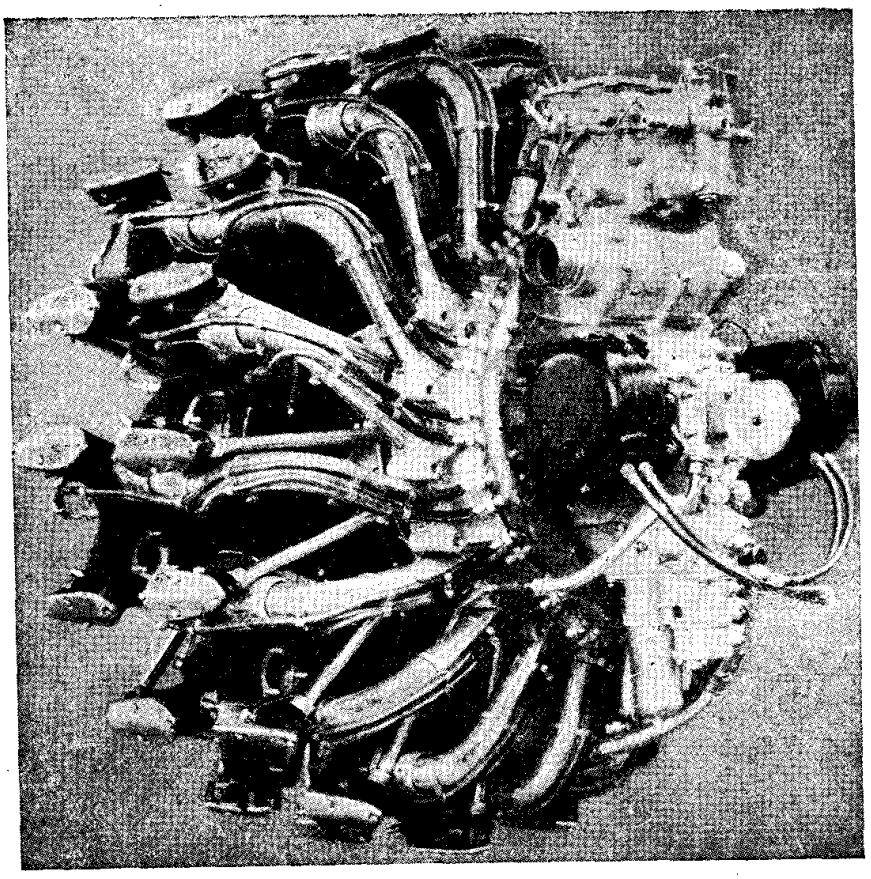


Fig. 260. – Motore per aviazione FIAT A 80 RC 41 S a 18 cilindri in doppia stella, visto dal lato magneti e carburatore. Diametro 140 mm; corsa 165 mm; cilindrata 45720 cm^3; potenza 1000 Cv a 2100 giri/min ed a quota 4100 m.

acqua. In questi ultimi è talvolta collocato lateralmente al motore oppure, di piatto, nel V formato dalle due file di cilindri.

Data la forte velocità alla quale deve girare la ventola (circa 24000 giri/min) la presa del moto dall'albero motore è ottenuto con una serie

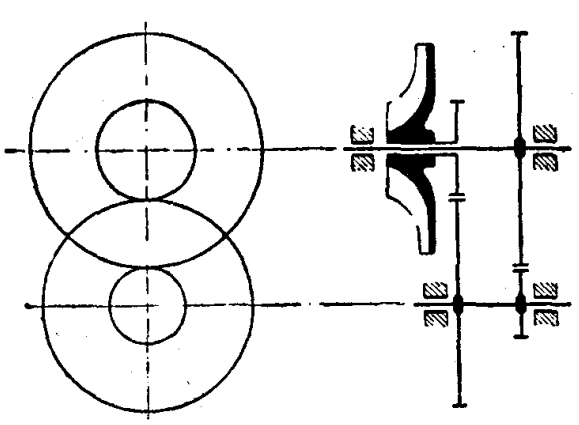


Fig. 261. – Comando compressore con un solo rinvio.

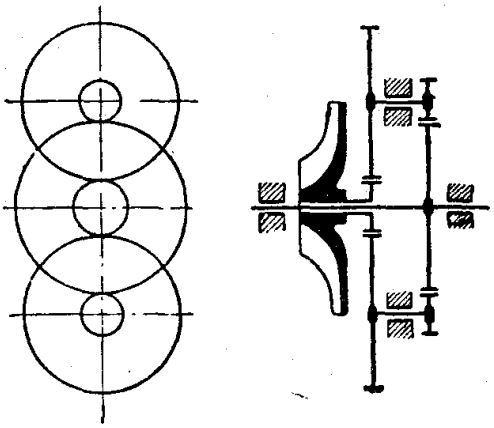


Fig. 262. – Comando compressore a due rinvii.

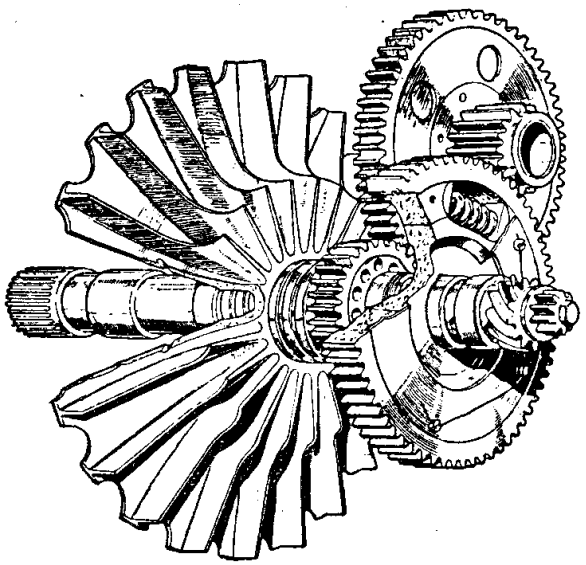


Fig. 263. – Comando di un compressore a due coppie d'ingranaggi.

di ingranaggi cilindrici che fornisce il rapporto di moltiplicazione necessario (mediamente di 9 : 1).

La serie di ingranaggi è composta di due coppie di ruote dentate collegate per mezzo di un alberino di rinvio (fig. 261); nella maggior parte dei casi (quando albero motore e ventola sono sullo stesso asse) per eliminare la spinta radiale sull'albero della ventola vengono disposti due rinvii, a 180° fra loro (fig. 262), o tre, a 120°, per cui il numero delle ruote dentate risulta di 6 oppure di 8 in totale. Talvolta vengono usati rotismi epicicloidali, particolarmente quando il compressore è a più salti di velocità.

Fra l'albero motore e la ruota conduttrice è sempre interposto, come mezzo di trascinamento, un *giunto elastico*; fra la prima e la seconda ruota del rinvio, o fra il pignone condotto e la ventola, un *giunto a frizione funzionante per forza centrifuga*. La ragione della presenza di questi organi risiede nella grande inerzia della ventola causata dalla sua elevatissima velocità. Il *giunto elastico* serve ad attutire i piccoli urti dovuti agli impulsi della coppia motrice ed alle vibrazioni e, conseguentemente, a salvaguardare la resistenza dei denti degli ingranaggi e quella delle altre parti che trasmettono il moto. Le *frizioni centrifughe*, slittando nei periodi di brusche accelerazioni o decelerazioni, servono a eliminare sollecitazioni che causerebbero rotture di ingranaggi o della ventola.

Il giunto elastico, nella sua realizzazione più normale, consiste in un gruppo di molle a spirale, interposte fra sporgenze esterne al mozzo portato dall'albero motore ed altre interne alla corona della ruota dentata. Le frizioni centrifughe consistono in un insieme di *blocchetti* (*ceppi*) di bronzo trascinati dal mozzo e striscianti contro una superficie, per lo più cilindrica, interna alla ruota dentata. Quando il moto è uniforme la forza centrifuga dei tasselli è sufficiente a trascinare la ruota per effetto dell'attrito; durante le variazioni brusche di velocità si verifica invece uno strisciamento fino al raggiungimento di un nuovo regime. La fig. 263 rappresenta la girante ed il comando a due coppie d'ingranaggi di una fra le realizzazioni più semplici: è visibile il giunto elastico a molle.

In sostituzione del giunto elastico e delle frizioni centrifughe ven-

gono pure usati, con soluzione più moderna, giunti idraulici i quali possono anche servire come variatori graduali di velocità.

Un'ottima disposizione è quella del motore stellare FIAT A 80 RC (fig. 264). Il compressore è sistemato fra carburatore e motore (postazione a carburatore aspirato): l'aria carburata perviene alla girante attraverso un collettore a forma di chiocciola fissato al collettore di mandata della miscela ai cilindri e che fa al tempo stesso da sostegno del carburatore (manca nella figura). La miscela passa

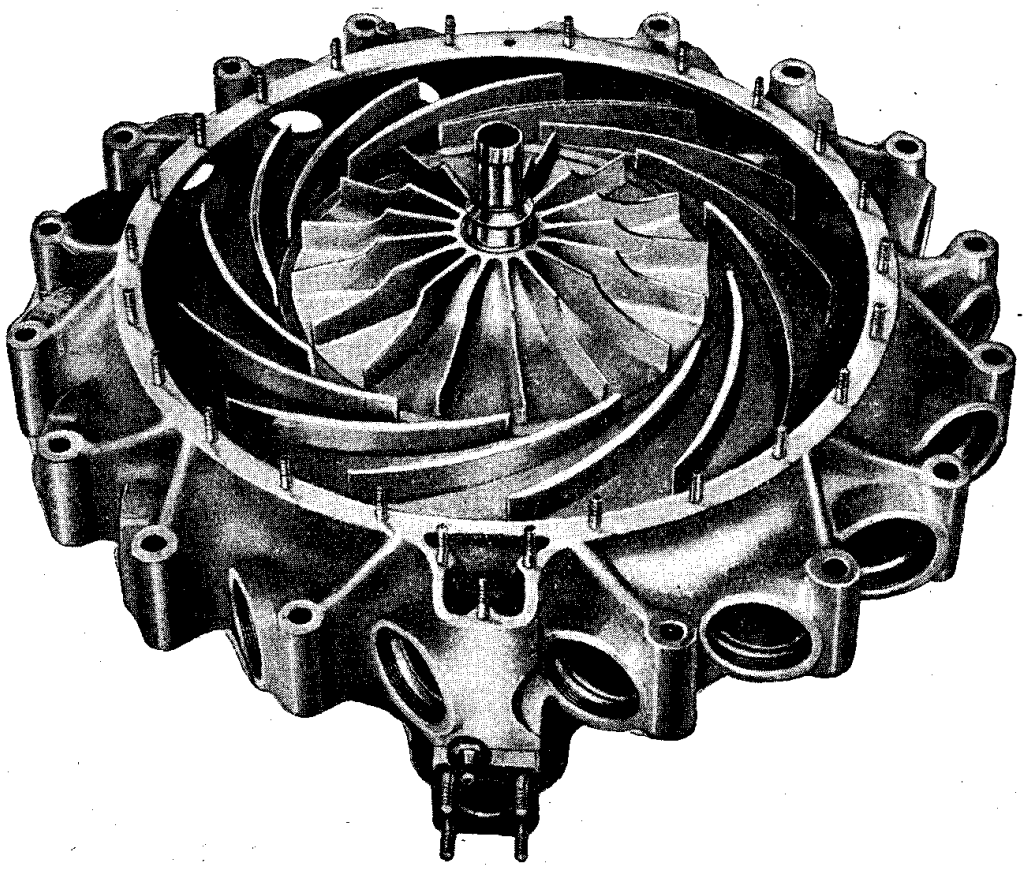


Fig. 264. – Compressore centrifugo di un motore stellare.

dalla girante, montata su un albero cavo razionalmente sopportato, nel diffusore, contornato da un condotto anulare dal quale si dipartono i tubi che vanno ai singoli cilindri: come si vede, nei motori stellari il collettore anulare sostituisce la normale *chiocciola*.

La trasmissione del moto (fig. 265) è come sempre ottenuta con doppia moltiplicazione (1-2) e l'intermediario di un calettamento a denti con giunto elastico disposto sull'asse motore. Le coppie di rinvio sono tre, identiche, disposte su assi a 120° (2); l'ingranaggio conduttore di ciascun rinvio è folle sul proprio albero e si impegna con questo mediante una frizione centrifuga.

Quando il compressore è proporzionato per un'altitudine di volo molto elevata ne consegue che alle quote inferiori l'alimentazione diviene eccessiva.

Si deve quindi parzializzare l'alimentazione, cioè ridurre l'apertura della farfalla del carburatore, ad un valore inferiore a quello che sarebbe

necessario se il compressore fosse meno potente; per cui il compressore, oltre assorbire una potenza superiore al necessario, viene a funzionare in condizioni di basso rendimento. Si rimedia all'inconveniente riducendo la velocità della ventola quando il motore funziona a quote inferiori a quella di utilizzazione normale, ciò che si realizza per mezzo di

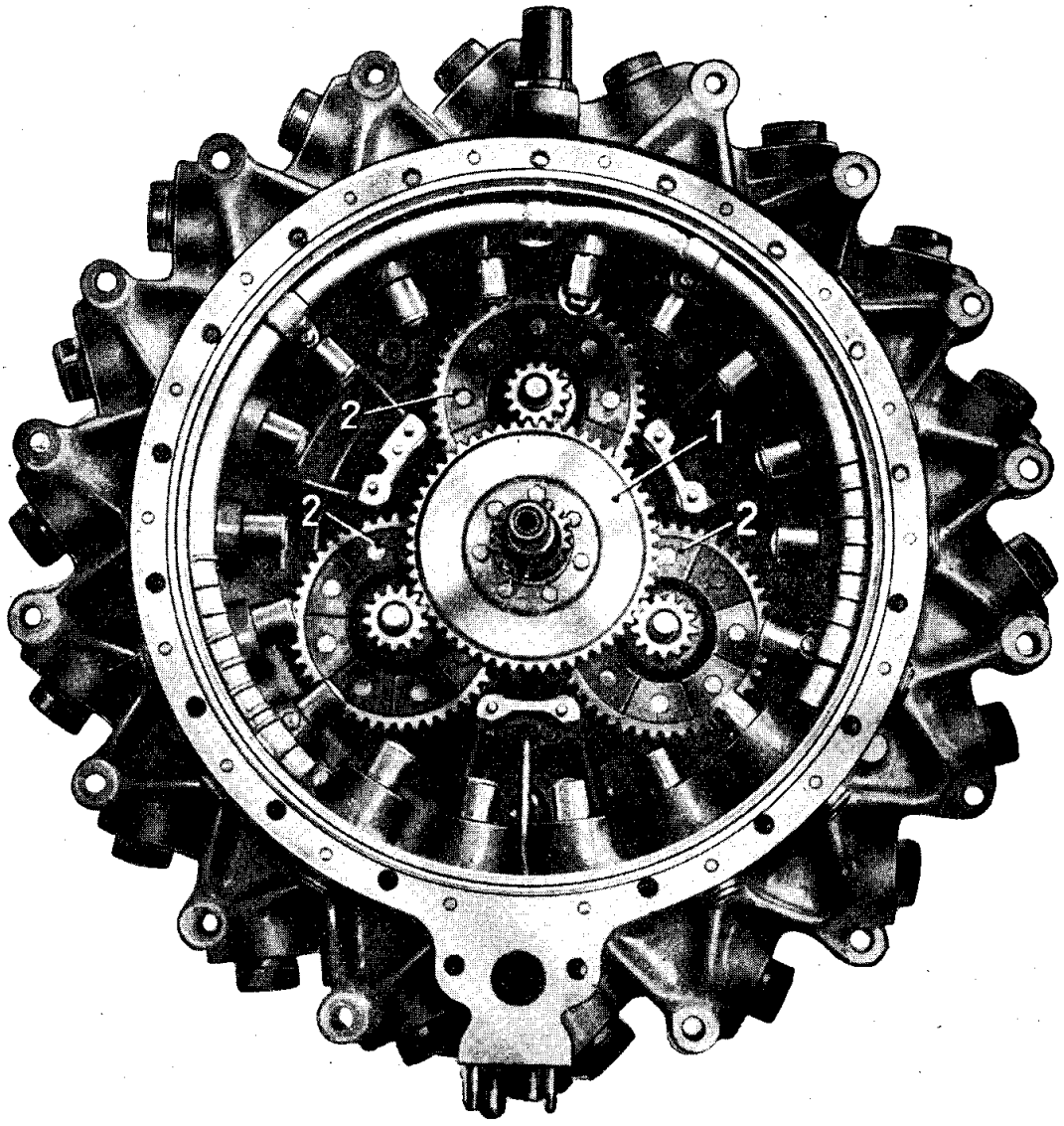


Fig. 265. – Comando compressore a 3 rinvii.
1, Prima moltiplicazione. – 2, Seconda moltiplicazione.

un cambio di velocità. Il cambio di velocità ideale dovrebbe essere graduale ed automatico, cioè dovrebbe far variare automaticamente, in proporzione con la quota di volo, il rapporto fra la velocità di rotazione dell'albero motore che resta costante e quella della ventola che deve aumentare con l'altezza.

Un cambio graduale ad ingranaggi semplici e robusto non è ancora stato realizzato e difficilmente lo sarà per le difficoltà che presenta.

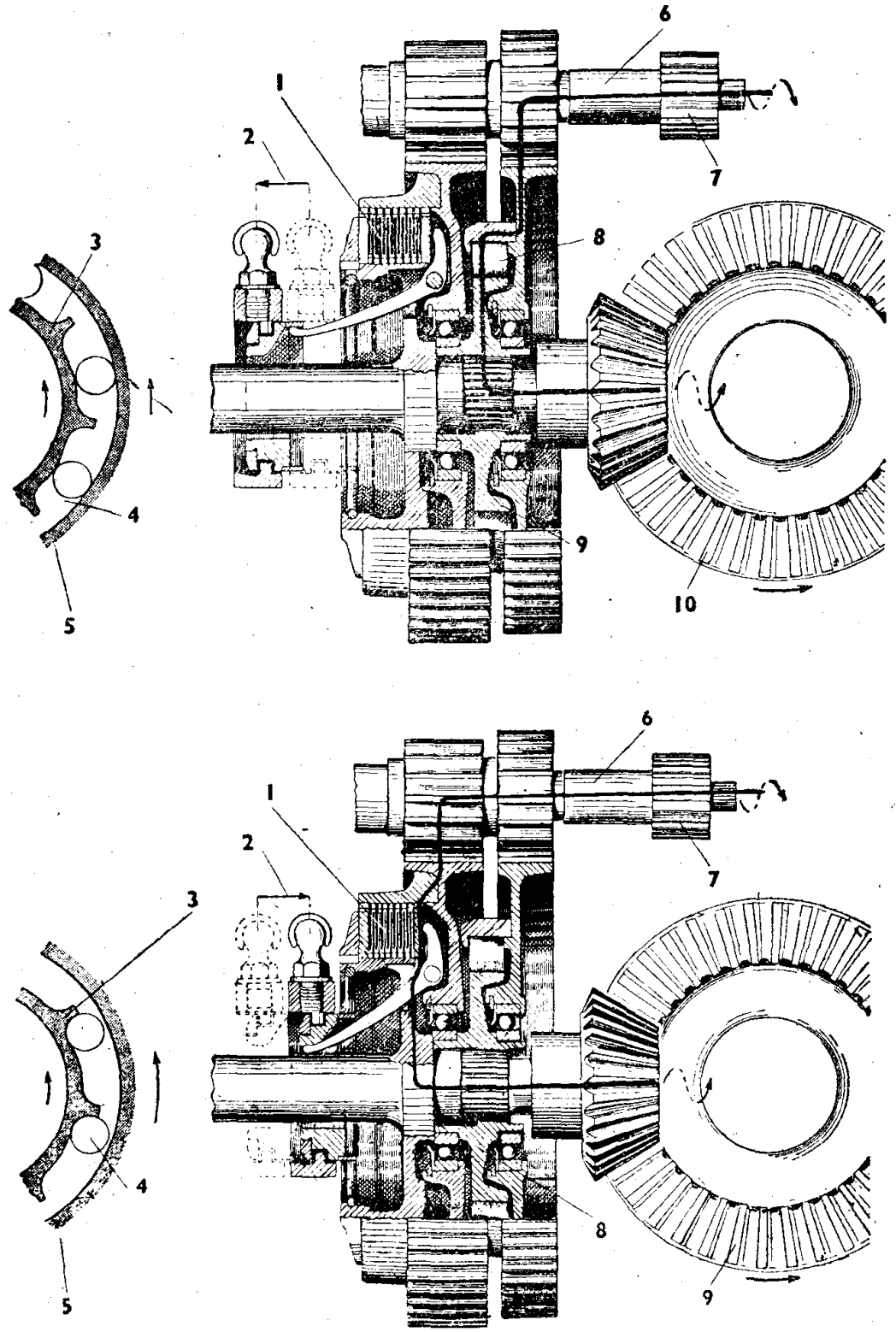


Fig. 266. – Cambio per compressore del motore Junkers

Si avvicinano però allo scopo alcune soluzioni che sono una combinazione fra un gruppo di ingranaggi, che fornisce la necessaria moltiplicazione di giri, ed un convertitore idraulico. Il grado di slittamento del convertitore di coppia idraulico vien fatto variare controllando la pressione del liquido che è generalmente l'olio stesso del motore; il controllo della pressione è regolato automaticamente in relazione alla quota di volo per mezzo delle solite capsule barometriche.

Questa è la soluzione adottata nei motori Daimler-Benz.

In generale però i cambi di velocità sono per ora a 2 sole velocità con ingranaggi sempre in presa del tipo ad alberi fissi oppure epicicloidali Il passaggio da una velocità all'altra è ottenuto automaticamente ad una determinata quota di volo quando la capsula barometrica fa agire un servocomando idraulico, oppure, a volontà del pilota, con un comando a mano. Il comando agisce generalmente su una o due frizioni a dischi multipli; viene usata una sola frizione quando nel sistema è compreso un innesto a ruota libera (fig. 266).

177. Il carburatore.

Il carburatore per aviazione è piuttosto complesso perchè, oltre a dover soddisfare alle esigenze proprie della carburazione normale, deve soddisfare a quelle proprie della navigazione aerea.

Fondamentalmente queste ulteriori esigenze si possono così sintetizzare:

1°) Garantire l'efflusso regolare del combustibile nonostante le notevoli azioni dinamiche cui il complesso è sottoposto durante il volo, con particolari accorgimenti nella costruzione della *vaschetta a livello costante* e speciali disposizioni per il volo rovesciato.

In alcuni modernissimi carburatori la vaschetta è stata sostituita da una camera a pressione controllata da due diaframmi.

2°) Curare particolarmente, date le forti portate, l'omogeneità della miscela (*dispositivo emulsionatore*).

3°) Assicurare la costanza della dosatura anche al variare della temperatura e delle pressioni (*correttore altimetrico* preferibilmente automatico).

4°) Consentire un arricchimento della miscela al regime di piena potenza (*arricchitore automatico*). Uno degli effetti dell'arricchimento è anche quello di far evitare pericolosi surriscaldamenti delle valvole, degli stantuffi e delle teste quando al motore sono richieste potenze superiori a quelle normali.

5°) Limitare, per i motori con compressore, l'apertura della farfalla del carburatore alle quote inferiori a quella di potenza normale, allo scopo di mantenere costante la pressione di alimentazione ed inoltre

sovralimentare il motore al decollo (*limitatore automatico della pressione di alimentazione*).

6°) Permettere, mediante comando manuale, l'arresto rapidissimo dell'alimentazione del motore per evitare pericoli di incendio (*smorzatoio*).

7°) Ottenere un adatto riscaldamento del carburatore e dei condotti, specie per gli aerei da alta quota (*dispositivo di riscaldamento*).

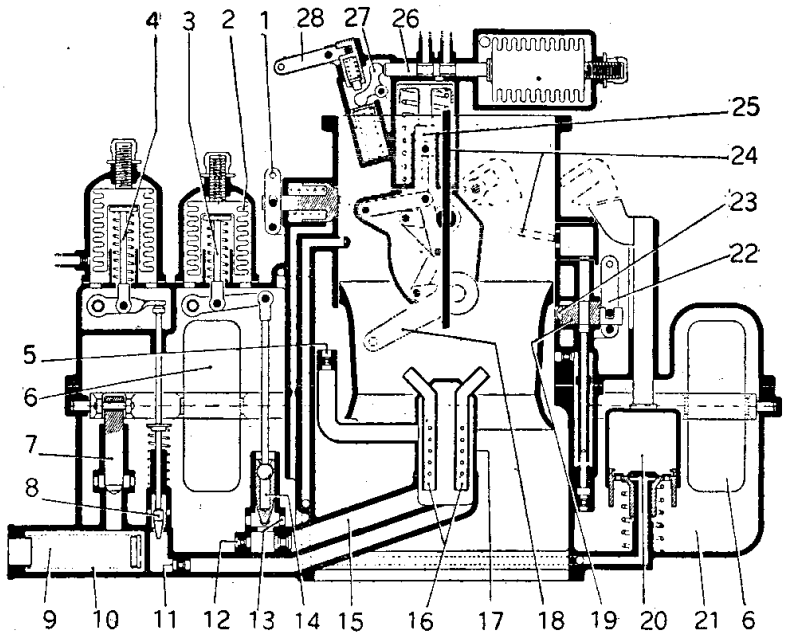


Fig. 267. – Rappresentazione schematica del carburatore Zenith R.G.S.L.

1, Dispositivo d'avviamento. – 2, Capsula barometrica. – 3, Correttore altimetrico. – 4, Arricchitore automatico. – 5, Getto calibrato per l'aria di emulsionamento. – 6, Galleggianti. – 7, Valvola ad ago della vaschetta. – 8, Ago dell'arricchitore. – 9, Sede del filtro. – 10, Filtro a rete. – 11, Getto compensatore. – 12, Getto principale. – 13, Foro alimentatore del correttore altimetrico. – 14, Spina del correttore altimetrico. – 15, Condotto principale. – 16, Tubo emulsionatore. – 17, Emulsionatore. – 18, Manetta del gas. – 19, Cassetto dello smorzatoio. – 20, Pompetta di ripresa. – 21, Vaschetta. – 22, Comando dello smorzatoio. – 23, Presa d'aria dello smorzatoio. – 24, Farfalla. – 25, Limitatore automatico. – 26, Distributore a cassetto del limitatore. – 27, Bilanciere. – 28, Leva per il comando della sovralimentazione per il decollo.

La fig. 267 rappresenta schematicamente il carburatore Zenith d'aviazione modello R.G.S.L.

1°) *Vaschetta a livello costante.* — Nella vaschetta 21 sono due galleggianti 6 uniti da un braccio a C incernierato al centro sulla parete della vaschetta; una leva fissata al braccio comanda l'ago 7 che regola l'efflusso del carburante (proveniente dal condotto 9 munito di filtro a rete 10) nella vaschetta. Con questa disposizione l'emulsionatore 17 si trova fra i due galleggianti e circa sul loro asse, per cui in corrispondenza di esso (al centro del diffusore) si ha livello costante per inclinazioni longitudinali di $\pm$ 45° e laterali di $\pm$ 25°.

Per consentire il volo rovesciato, il carburatore è dotato di uno speciale dispositivo che consiste delle seguenti parti:

a) *un manicotto scorrevole* che, abbassandosi per gravità, ottura i fori la-

terali del tubo sede dell'ago, limitando l'efflusso del carburante ad un foro centrale calibrato per il consumo normale.

b) *due valvole a sfera* che, abbassandosi per gravità, otturano i condotti d'aerazione della vaschetta ed impediscono la fuoruscita del carburante nella camera di diffusione.

2°) *Dispositivo emulsionatore.* — Il carburante, attraverso il getto principale 12, il foro 13 ed il condotto principale 15, arriva al sistema emulsionatore 17 formato da parecchi tubi di emulsione 16 (in genere sei), provvisto di fori e relativi tubetti d'uscita; l'aria necessaria a produrre l'emulsione passa attraverso il getto calibrato 5 e viene così assicurata l'omogeneità della miscela. Crescendo il regime del motore e aumentando la depressione, il livello del carburante nel sistema emulsionatore si abbassa, scoprendo un numero di fori sempre maggiore; ne risulta che l'erogazione del carburante viene frenata (principio dell'aria antagonista), e ciò, unitamente al getto compensatore 11, agevola la costanza della dosatura al variare del regime. Il complesso emulsionatore funge talvolta da riserva di carburante per le riprese, ma normalmente a questo provvede una pompa di ripresa 20 analoga a quelle per autoveicoli.

3°) *Correttore altimetrico automatico.* — Esso è, in sostanza, un economizzatore di costruzione molto accurata basato sul principio dell'aria supplementare o su quello della regolazione diretta del carburante con un mezzo meccanico (spina spostabile ecc.). A differenza degli economizzatori il dispositivo funziona però automaticamente perchè la regolazione è ottenuta sotto il comando di una *capsula barometrica* 2 (cilindro a parete ondulata sul tipo di quelli per barometri aneroidi) che riduce la quantità di liquido proporzionalmente alla diminuzione della pressione atmosferica: il comando della spina 14 è fatto a mezzo di leve mentre una molla contrasta le dilatazioni della capsula. La capsula è dotata di una vite di regolazione.

4°) *Arricchitore automatico* 4. — Esso agisce in funzione della pressione esistente nel condotto d'aspirazione del motore e comporta una camera chiusa, collegata con il condotto stesso a mezzo di una tubazione di raccordo. Nella camera v'è una capsula barometrica che comanda, a mezzo di una leva ed un'asta, l'ago profilato 8 che lascia passare una ulteriore quantità di carburante quando è richiesta la massima potenza e ne interrompe automaticamente il passaggio quando l'arricchimento non è necessario.

5°) *Limitatore automatico.* — Il limitatore automatico della pressione di alimentazione 25 è costituito da una capsula barometrica sottoposta alla pressione esistente nel condotto d'ammissione a valle del compressore. Il comando della farfalla del carburatore è ottenuto a mezzo di un servomotore idraulico costituito da un distributore a cassetto 26 che invia l'olio sotto pressione contro uno stantuffo contrastato da una molla. La posizione della farfalla 24 dipende dalla posizione della manetta del gas 18 azionata dal pilota e contemporaneamente, a mezzo di leve, dalla posizione dello stantuffo del servocomando.

Per consentire il grado di sovralimentazione ammesso per il decollo, la leva 28 comandata dal pilota agisce sul bilanciere 27 e vincendo la resistenza di una molla permette un grado di apertura maggiore della farfalla.

6°) *Smorzatoio.* — Il dispositivo d'arresto dell'alimentazione consta di un cassetto cilindrico 19 che, comandato dalla leva 22 quando il motore è già al minimo, interrompe i condotti del minimo introducendo in essi aria pura dalla presa 23; sottraendo così il condotto del minimo alla depressione, si elimina la possibilità di aspirare carburante ed il motore si arresta senza pericoli di ritorni di fiamma e rimanenza di miscela incombusta nei cilindri.

Gli altri dispositivi (avviamento, marcia al minimo, economizzatore per velocità di crociera, ecc.) non differiscono sostanzialmente da quelli già visti nei carburatori per autoveicoli; l'alimentazione del carburatore è sempre forzata, a mezzo di pompe a pistoncini, a palette od a membrana.

178. Riscaldamento del sistema di alimentazione.

L'evaporazione del combustibile nel carburatore avviene con forte assorbimento di calore, per cui alcune parti metalliche diventano così fredde da far condensare l'umidità atmosferica e dar luogo a formazione di ghiaccio. A grandi altezze il deposito di ghiaccio è facilitato dalla bassa temperatura e dall'accumularsi di particelle di umidità ghiacciate esistenti nell'atmosfera. La formazione di ghiaccio può causare l'inceppamento della valvola a farfalla e la diminuzione del passaggio dell'aria con conseguenze che possono essere assai gravi. Si ha dunque la necessità di impedire col riscaldamento l'accumularsi del ghiaccio come si ha, in molti casi, la convenienza di riscaldare la miscela nei condotti prima dell'entrata nei cilindri per impedire le condensazioni.

I sistemi comunemente seguiti a tale scopo sono:

1°) Riscaldamento dell'aria, prima del carburatore, per contatto con una tubazione di scarico, con la possibilità di regolazione o di esclusione del riscaldamento stesso.

2°) Riscaldamento delle parti soggette ai depositi di ghiaccio mediante l'acqua di circolazione o l'olio lubrificante od i gas di scarico. A questo scopo i carburatori hanno doppia parete in corrispondenza della farfalla. Talvolta l'alberino della farfalla e la farfalla stessa sono cavi ed in essi si fa circolare l'olio di ricupero della lubrificazione.

3°) Immissione di miscele anticongelanti (generalmente a base di alcole anidro) che mescolandosi all'umidità dell'aria ne abbassano il punto di congelamento.

Nei motori con compressore a monte del carburatore il riscaldamento dell'aria a scopo antighiaccio non è necessario, dato che essa subisce un innalzamento di temperatura nel compressore; al contrario, nei motori con compressore a valle del carburatore non è necessario il riscaldamento della miscela prima dell'entrata nei cilindri. Nei motori senza compressore, sono necessari sia il riscaldamento antighiaccio che quello della miscela.

Però in molti motori non sono totalmente rispettate queste regole.

Per i motori a carburatore aspirato è tendenza attuale di eliminare il riscaldamento della miscela e contrastare la formazione di ghiaccio mediante il riscaldamento dell'aria, solo nei casi di necessità, con un dispositivo apposito.

Nei motori ad iniezione non si verificano formazioni di ghiaccio e quindi non sono necessari mezzi di riscaldamento nel sistema di alimentazione.

179. Apparato d'iniezione.

L'alimentazione per iniezione si è sviluppata decisamente negli ultimi anni specie sotto la spinta delle necessità belliche. Abbiamo già parlato nel paragrafo 172 dei vantaggi che l'iniezione offre in campo aeronautico; ma questi vantaggi non sarebbero sufficienti a spiegare la diffusione che in alcuni paesi ha preso questo sistema di alimentazione. Infatti un confronto accurato, anche dal punto di vista economico, fra la carburazione e l'iniezione lascia il progettista perplesso; e ragioni contingenti che esulano dal campo puramente tecnico possono indurre a scegliere una via piuttosto che l'altra.

L'applicazione totalitaria dell'iniezione fatta in Germania sui motori d'aviazione è spiegata anche dalla formidabile attrezzatura esistente in quella Nazione per la costruzione delle pompe e degli iniettori, per cui è stato relativamente facile superare le difficoltà di una grande produzione in serie di organi meccanici che richiedono una così grande precisione e cura di costruzione.

L'America e l'Inghilterra hanno mantenuto nei loro motori la carburazione, mentre la Russia ha sviluppato molto l'iniezione pur mantenendo in diversi tipi di motori la carburazione.

Per la descrizione generale dell'apparato rimandiamo al Cap. VI della terza parte dedicato ai motori Diesel veloci, poichè pompe ed iniettori sono dello stesso tipo usato in quei motori.

Le pompe sono a stantuffo rotante e si distinguono da quelle dei motori a gasolio per l'aggiunta di un sistema di lubrificazione sotto pressione indispensabile per impedire le perdite di carburante e gli ingranamenti che potrebbero verificarsi a causa dell'insufficiente potere lubrificante del carburante stesso. Ogni elemento della pompa, cioè ogni singolo stantuffo, è provvisto di un piccolo dispositivo per una regolazione indipendente che serve ad adattare una volta tanto la quantità di combustibile alla quantità di aria che arriva al corrispondente cilindro del motore.

L'insieme della pompa è fornito di un sistema di regolazione che provvede automaticamente a dosare la portata complessiva in relazione al peso di aria immessa nel motore. Questo sistema può considerarsi come costituito da un regolatore vero e proprio e da un amplificatore o servo-comando.

Il regolatore è costituito da una combinazione di capsule aneroidi, o di capsule e termostati, sottoposte alla pressione dell'aria atmosferica e dell'aria proveniente dal compressore. Con la pressione e la temperatura dell'aria del compressore e dell'aria esterna varia la lunghezza delle capsule; queste fanno spostare il cassetto che comanda l'amplificatore mosso dall'olio sotto pressione del motore. L'amplificatore a sua volta aziona il meccanismo di regolazione della pompa che consiste,

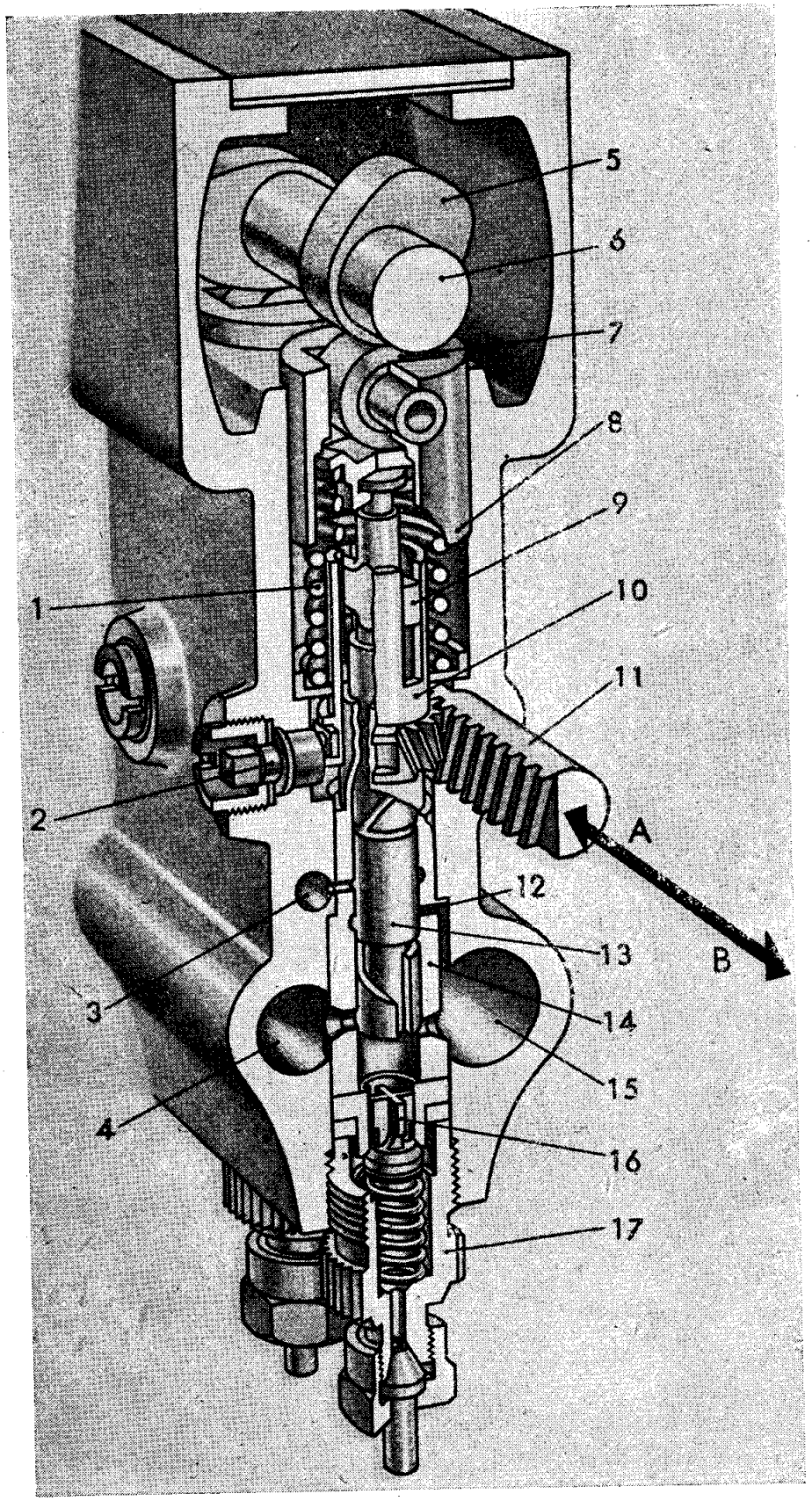


Fig. 268. – Sezione trasversale di un elemento della pompa iniezione.

1, Molla di richiamo. – 2, Regolazione dell'elemento. – 3, Condotto per la tenuta. – 4, Condotto di scarico. – 5, Camma. – 6, Albero delle camme. – 7, Rullo di comando. – 8, Molla di richiamo. – 9, Aletta di orientamento. – 10, Boccola di regolazione. – 11, Cremagliera. – 12, Gola di scarico. – 13, Stantuffo. – 14, Cilindro. – 15, Camera d'aspirazione. – 16, Valvola di pressione. – 17, Raccordo. – *A*, Aperto. – *B*, Arresto.

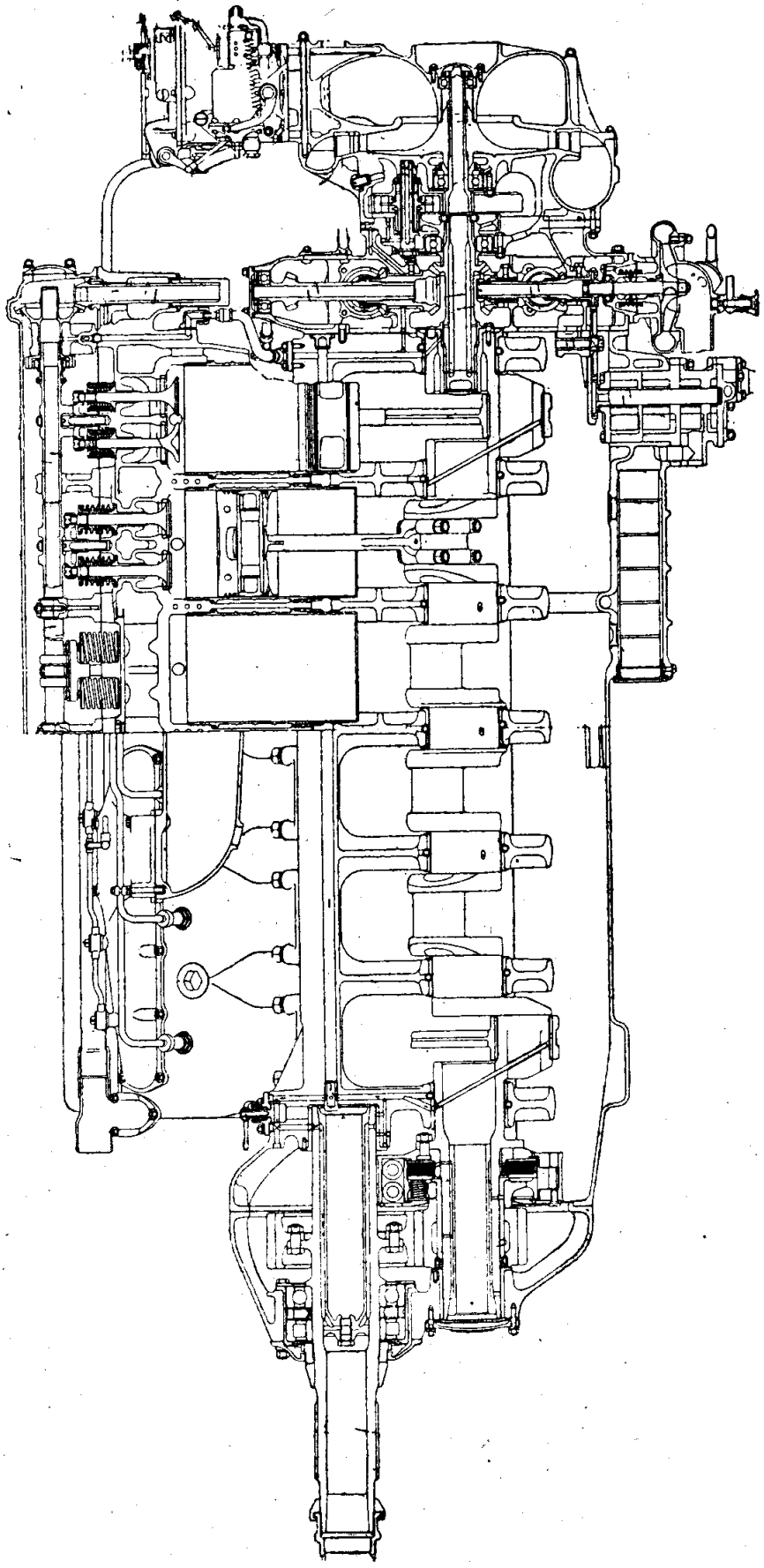


Fig. 269. – Motore d'aviazione a 12 cilindri in V, con riduttore e compressore.

in generale, nella solita cremagliera che fa ruotare contemporaneamente tutti gli stantuffi della pompa.

Gli iniettori possono essere del tipo aperto, a spillo e senza parti in movimento, come nei motori *Junkers*, oppure del tipo chiuso con valvolina a sede conica e più fori di efflusso opportunamente orientati, come nei motori *Daimler-Benz*.

180. Il riduttore.

Come è noto non sempre l'elica può essere accoppiata direttamente all'albero motore per il fatto che per ogni elica di dato diametro e date caratteristiche esiste un definito regime di massimo rendimento; allo scopo di non superare questo regime che, con le dimensioni attuali delle eliche, è notevolmente minore dei regimi normali dei motori, occorre interporre fra l'albero a gomiti e l'albero porta-elica un *riduttore* di giri.

Il riduttore è formato da un rotismo che può essere *normale* o *epicicloidale*: quando il rotismo è normale l'albero portaelica risulta spo-

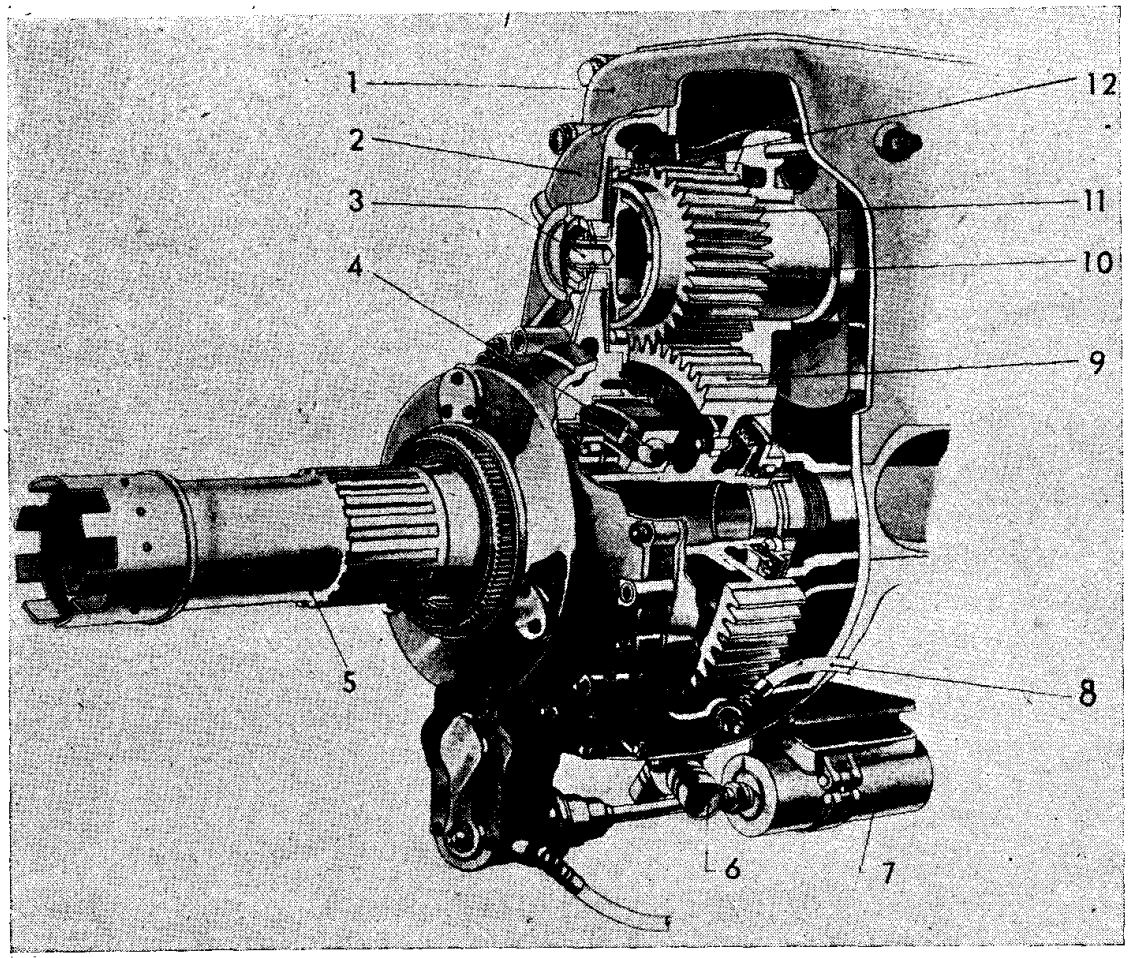


Fig. 270. – Riduttore del motore Daimler-Benz (DB-605).

stato rispetto all'albero motore; quando è epicicloidale l'albero portaelica è coassiale con l'albero motore. I *riduttori epicicloidali* possono essere ad *ingranaggi conici* o ad *ingranaggi cilindrici* e in quest'ultimo caso una delle ruote dentate è a dentatura interna. I riduttori ad ingranaggi normali esterni sono quasi esclusivamente usati per motori con

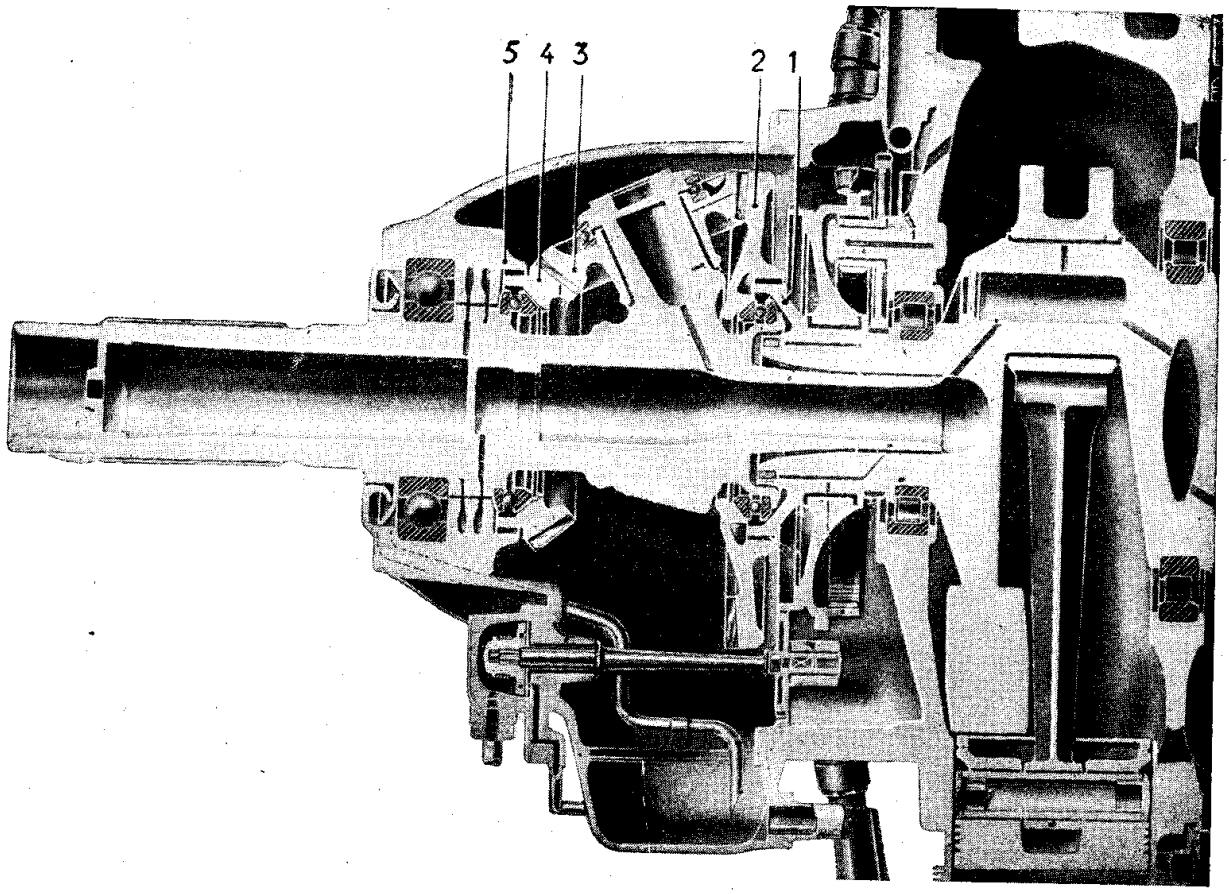


Fig. 271. – Riduttore epicicloidale a ruote coniche.
1, Innesto a denti di comando. – 2, Planetario conduttore. – 3, Satelliti. – 4, Planetario fisso. – 5, Innesto a denti di fissaggio del planetario.

cilindri su una o più linee; quelli epicicloidali sui motori stellari, fra i quali i più diffusi sono i riduttori ad ingranaggi conici.

Descriviamo qui brevemente un tipo di riduttore ad ingranaggi normali e uno epicicloidale ad ingranaggi conici:

1°) Riduttore di un motore a V.

Nell'esempio della fig. 269 è rappresentato un riduttore costituito da una coppia di ingranaggi cilindrici costruiti in acciaio cementato a denti diritti e finiti di rettifica.

Il pignone è condotto dall'albero a gomiti con l'intermediario di un *giunto elastico* che funziona da ammortizzatore degli impulsi dovuti alle variazioni periodiche della coppia motrice ed alle repentine variazioni di regime. Il giunto elastico è completato da una frizione che frena

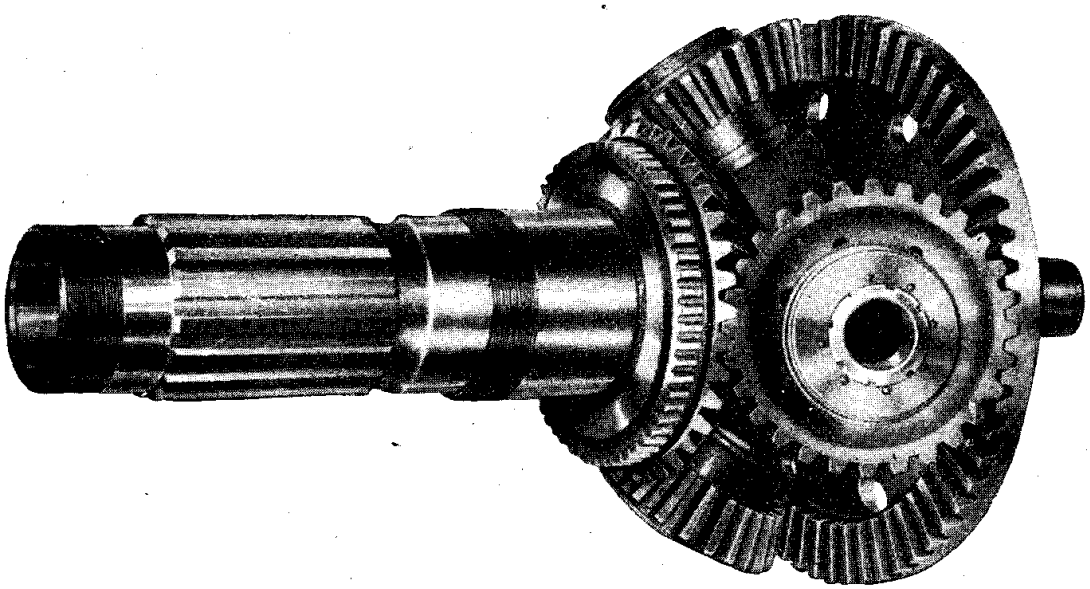


Fig. 272. - Riduttore epicicloidale ad ingranaggi conici.

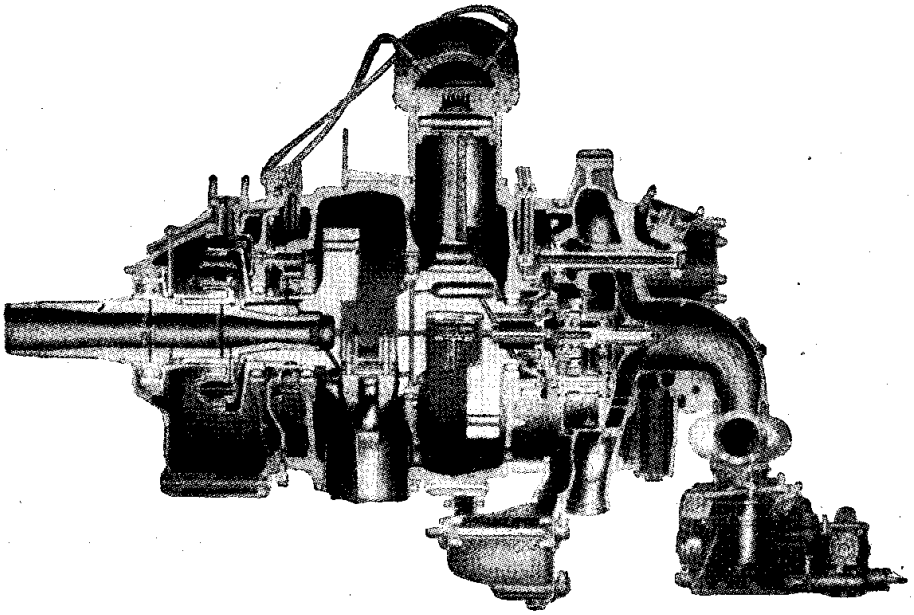


Fig. 273 – Motore d'aviazione a semplice stella con compressore e riduttore epicicloidale ad ingranaggi cilindrici. Sezione longitudinale.

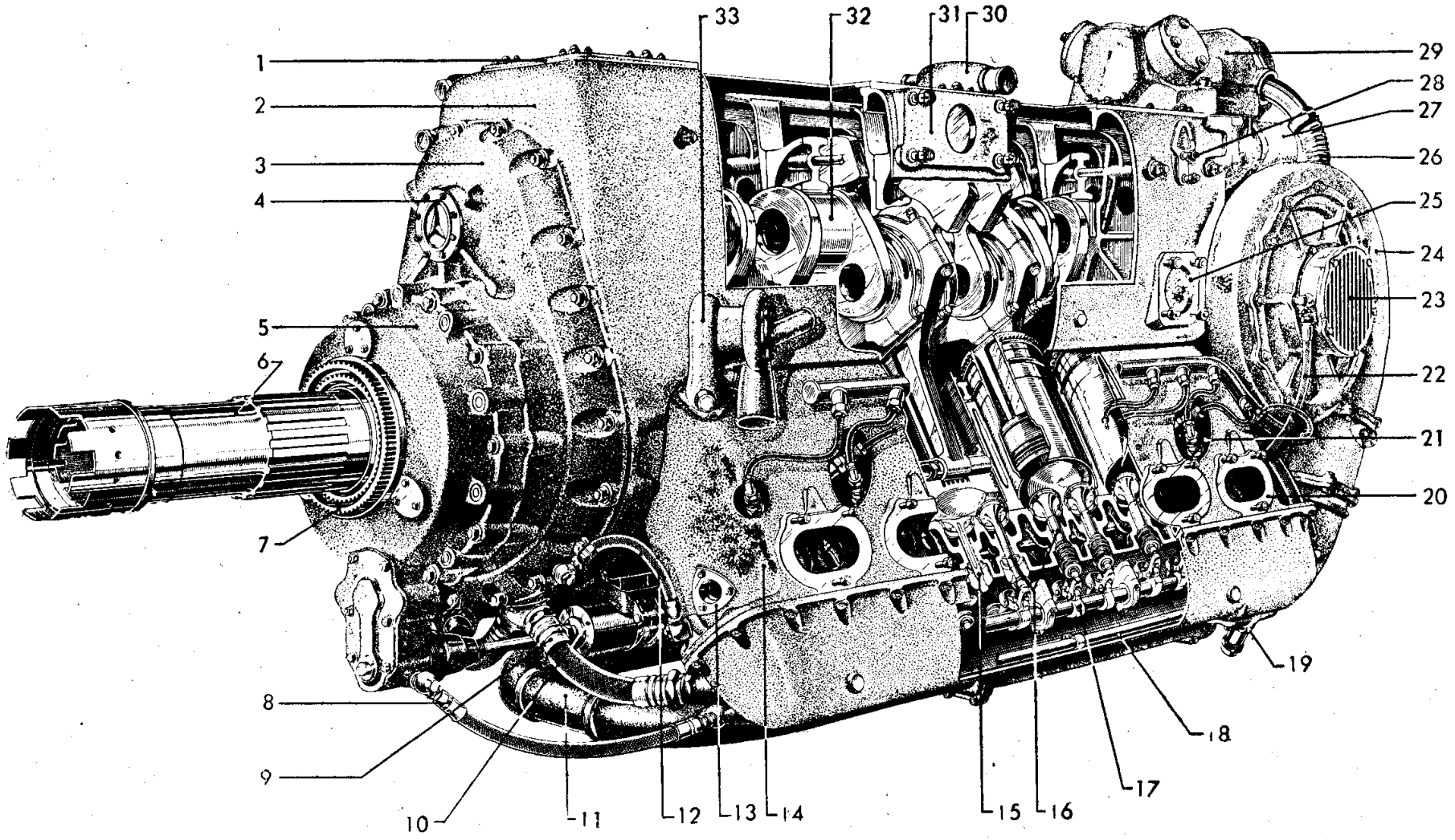


Fig. 274 – Sezione longitudinale del motore DB 605.

1, Coperchio del basamento. – 2, Basamento. – 3, Scatola del riduttore. – 4, Coperchio distributore olio. – 5, Coperchio sui rotismi comando elica VDM. – 6, Albero dell'elica. – 7, Ingranaggio per la variazione del passo elica VDM. – 8, Tubo scarico olio dal comando elica. – 9, Tubi scarico olio dal riduttore. – 10, Comando elica VDM. – 11, Condotto aria d'alimentazione. – 12, Tubo mandata olio agli alberi della distribuzione. – 13, Tubo di distribuzione refrigerante. – 14, Blocco cilindri. – 15, Valvola d'aspirazione. – 16, Valvola di scarico. – 17, Albero della distribuzione. – 18, Tubo aspirazione olio di ricupero. – 19, Pompa ricupero olio. – 20, Flangia di scarico. – 21, Candela d'accensione. – 22, Tubo mandata aria alla pompa del giunto idraulico del compressore. – 23, Rete sulla presa aria. – 24, Compressore. – 25, Attacco al castello del velivolo. – 26, Tubo schermaggio fili d'accensione. – 27, Comando compressorino aria. – 28, Anello per sollevamento motore. – 29, Magnete d'accensione. – 30, Sfiatatoio del basamento. – 31, Attacco al castello del velivolo. – 32, Albero motore. – 33, Separatore aria e vapore.

i movimenti relativi fra pignone e albero in modo da impedire eventuali fenomeni di risonanza fra le vibrazioni torsionali dell'albero e le oscillazioni elastiche del pignone.

Il giunto elastico è realizzato con un complesso di molle a spirale disposte in modo simile a quello adottato per il comando del compressore; la frizione è a dischi multipli, calettati alternativamente sull'albero e sul pignone a mezzo di scanalature, costruiti gli uni in bronzo e gli altri in acciaio cementato.

La lubrificazione del complesso è particolarmente abbondante; gli ingranaggi sono sottoposti, in corrispondenza della linea di ingranamento, ad un forte getto di olio sotto pressione. Il giunto ammortizzatore ed il getto di lubrificante hanno permesso di contenere il gruppo in dimensioni e peso assai ridotto.

È tendenza attuale abolire sia il giunto elastico che quello a frizione. Ciò è possibile in quanto le dimensioni degli alberi a gomiti sono ora di molto aumentate anche perchè calcolate in modo da ridurre il più possibile le vibrazioni torsionali ai regimi di funzionamento dei motori. La costruzione degli ingranaggi ha fatto progressi sia dal punto di vista del tracciamento del profilo dei denti che della precisione di esecuzione, e perciò i riduttori resistono più facilmente alle sollecitazioni anormali.

La fig. 270 è un esempio di moderno riduttore a ruote dentate con denti diritti aventi un profilo particolarmente ben studiato ed eseguito.

2°) **Riduttore epicicloidale di un motore stellare.** Il tipo rappresentato nelle figg. 271 e 272 è il riduttore ad ingranaggi conici del motore FIAT A 80. Un ingranaggio conico, trascinato per mezzo di un manicotto con innesto a denti dalla parte anteriore dell'albero a gomiti, trasmette il movimento a tre pignoni (satelliti) portati da una crociera. Questi pignoni ingranano con una seconda ruota conica fissata al coperchio del riduttore.

Il risultante moto di rotazione della crociera porta-satelliti è trasmesso all'albero porta-elica sul quale la crociera è calettata per mezzo di un innesto a profilo scanalato.

Le spinte causate dalla conicità degli ingranaggi sono sopportate da appositi cuscinetti a sfere attraverso ralle di bronzo a sede sferica che permettono agli ingranaggi di orientarsi; i satelliti girano su cuscinetti rivestiti di lega rame-piombo.

PARTE TERZA

MOTORI AD ACCENSIONE SPONTANEA

CAPITOLO PRIMO

NOTIZIE INTRODUTTIVE FONDAMENTALI

181. Classificazione.

I motori ad accensione spontanea sono motori ad iniezione; essi si dividono in:

— **motori ad accensione per compressione,** chiamati comunemente Diesel;

— **motori a testa calda,** detti anche *semi-Diesel.*

Nella trattazione teorica svolta nella prima parte non si è fatto specificatamente cenno dei motori a *testa calda* perchè la loro importanza pratica e la loro diffusione sono di gran lunga inferiori a quelle dei motori ad accensione per scintilla e ad accensione per compressione. D'altronde lo studio teorico generale compiuto è anche applicabile ad essi, dato che sostanzialmente differiscono dagli altri motori ad iniezione solo per il procedimento di accensione.

Per questo, ed in considerazione sopratutto del fatto che specialmente nel campo dell'autotrazione i motori a *testa calda* trovano un numero limitatissimo di applicazioni e tendono a scomparire completamente, perchè sostituiti dai tipi policarburanti ad accensione per scintilla ed anche dai Diesel veloci, ridurremo la loro trattazione alle principali notizie di carattere generale che daremo nel § 184.

Restano dunque, come argomento di questa terza parte, i **motori Diesel** che, per importanza e varietà di applicazioni, sono confrontabili ai motori ad accensione per scintilla.

Essi possono essere classificati in relazione al sistema secondo il quale è realizzata l'iniezione del combustibile oppure in relazione al regime ed alle caratteristiche di utilizzazione.

In base al sistema di iniezione si distinguono in: *motori ad iniezione pneumatica* e *motori ad iniezione meccanica.* Nei primi il combustibile è iniettato sotto l'azione di aria compressa che ad esso si mescola all'atto dell'iniezione; nei secondi il combustibile è iniettato invece senza alcuna mescolanza con aria.

In base al regime ed alle caratteristiche di utilizzazione si distinguono in *motori lenti* e *motori veloci.* I primi, che servono per installazioni industriali e marine, sono di grandi dimensioni e, dovendo funzionare

per lunghi periodi di tempo, hanno spiccate caratteristiche di sicurezza e di durata; i secondi, dovendo generalmente servire per la locomozione terrestre, sono di dimensioni ridotte e devono presentare il più basso valore possibile del rapporto peso/potenza.

Il primo sistema di classificazione sembrerebbe più netto del secondo e perciò più adatto a non creare dubbi di categoria; tuttavia, in considerazione della tendenza moderna di abbandonare completamente il sistema ad *iniezione pneumatica*, riteniamo più logica la classificazione in « *Diesel lenti* » e « *Diesel veloci* ».

Poichè i più veloci motori marini hanno regimi di utilizzazione normali che si aggirano sui 400-450 giri/min, mentre i più lenti motori per autoveicoli hanno un regime di circa 1200 giri/min, la distinzione in *lenti* e *veloci* è infatti sufficientemente precisa.

Motori per regimi intermedi risultano in genere da adattamenti di motori veloci la cui riduzione di velocità ha lo scopo di raggiungere un più elevato grado di sicurezza ed una più lunga durata, e sono perciò classificabili, in relazione alle caratteristiche meccaniche, in uno dei due gruppi.

Definiamo quindi **motori Diesel lenti** quelli usati in installazioni fisse e marine ed in generale in tutte quelle applicazioni per le quali il rapporto fra peso e potenza non ha importanza predominante. In essi la cilindrata ed il peso sono poco sfruttati; infatti il funzionamento a basso numero di giri significa, come sappiamo, limitazione di potenza, ma ciò va a tutto vantaggio di una lunga durata, requisito di capitale importanza per l'impiego a piena potenza normale durante lunghi periodi di tempo. Si tende a renderli atti a bruciare combustibili liquidi pesanti e di caratteristiche diverse perchè possano sostenere, anche dal punto di vista economico, la concorrenza del motore a vapore al quale, come già abbiamo visto, sono superiori per rendimento. Il loro avviamento è ottenuto mediante aria compressa.

Definiamo **motori Diesel veloci** quelli che, avendo un basso valore del rapporto peso/potenza, sono usati nella locomozione terrestre ed aerea o marina leggera e vengono impiegati a piena potenza normale per periodi di tempo relativamente brevi. Bruciano gasoli leggeri e di buona qualità e possono sostituire convenientemente il motore a benzina; funzionano sempre ad iniezione meccanica. Il loro avviamento è generalmente ottenuto mediante motorini ausiliari.

182. La combustione nel motore Diesel ed i fattori che la influenzano.

Lo svolgimento della combustione avviene in modo completamente diverso da quello dei motori ad accensione elettrica: vi si possono distinguere tre fasi caratteristiche successive (fig. 275):

1°) Un « *ritardo di accensione* » (1-2) rispetto all'inizio dell'iniezione, durante il quale le particelle di combustibile si riscaldano e subiscono un processo di veloce ossidazione (combustione senza fiamma). La produzione di calore non è tale da far aumentare la pressione, ma provoca la formazione di piccoli focolai localizzati.

2)° Una *rapidissima combustione* (2-3) del combustibile iniettato durante il « ritardo di accensione », innescata dai focolai, con conseguente rapidissimo aumento di pressione.

3°) Una *combustione graduale* (3-4) che avviene man mano che il combustibile rimanente penetra nel gas ad elevatissima temperatura compresso nel cilindro.

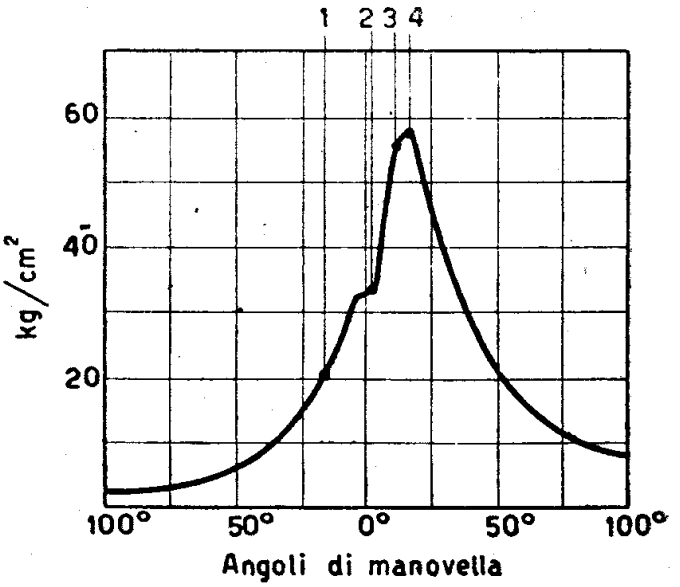


Fig. 275. – Variazioni della pressione durante la combustione.

Il ritardo di accensione determinerebbe una perdita di potenza del motore se l'iniezione cominciasse quando lo stantuffo è al P.M.S.; perciò si fa cominciare l'iniezione con un certo *anticipo* rispetto al punto morto. La seconda fase avviene quasi a volume costante ed ha una grande importanza nel funzionamento del motore: la nota « *ruvidezza* » dei motori Diesel non dipende dalla pressione massima raggiunta nel ciclo, ma dal grado di rapidità con cui aumenta la pressione in questa seconda fase della combustione.

Poichè la velocità con cui aumenta la pressione cresce col crescere della quantità di nafta o di gasolio accumulatasi durante il periodo di ritardo all'accensione, risulta chiaro che, per rendere più graduale lo svolgimento della combustione a vantaggio della dolcezza di funzionamento è necessario ridurre il *ritardo di accensione*. Questo è influenzato, come già sappiamo, dalla qualità del combustibile e più precisamente dal suo *numero di cetano*, ed è tanto minore quanto questo è maggiore.

Altri fattori importanti che hanno influenza sullo svolgimento della combustione sono le *caratteristiche dell'iniezione*, la *temperatura di compressione* e la *turbolenza dell'aria*.

A) Caratteristiche dell'iniezione.

Fra le caratteristiche dell'iniezione le più importanti sono quelle che riguardano la *polverizzazione*.

Con la *polverizzazione del combustibile* si forma un gran numero di gocce di diverse dimensioni; i loro diametri vanno da un minimo, prossimo a zero, ad un limite superiore che dipende, per ogni combustibile, dalla pressione di iniezione e dal diametro dell'ugello dell'iniettore. Le condizioni ottime di polverizzazione sono quelle di minimo diametro delle gocce e di massimo numero di gocce a diametro minimo. La prima condizione, riducendo il *ritardo di accensione* (l'aumento di temperatura nel tempo è inversamente proporzionale al diametro della goccia), migliora la combustione locale e facilita l'avviamento nei motori veloci; la seconda, ossia l'uniformità della miscela aria-combustibile, regolarizza la combustione nel suo complesso.

Poichè però la polverizzazione non deve andare a scapito della *penetrazione* del getto e la penetrazione è proporzionale al diametro delle goccie, appare chiara la necessità di conciliare le due esigenze.

Una forte polverizzazione riduce il ritardo di accensione e fornisce una combustione più completa, ma può sfruttare male la carica d'aria per cattiva distribuzione del getto.

B) Temperatura e turbolenza dell'aria.

È evidente che la temperatura elevata favorisce l'accensione e che il movimento vorticoso dell'aria, facilitando la trasmissione del calore, diminuisce il *ritardo di accensione* e, favorendo la mescolanza del combustibile con l'aria, migliora la combustione.

Una buona combustione richiede che il getto sia situato nella posizione migliore in relazione alla turbolenza ed alla distribuzione del calore e che la sua forma sia adatta a quella della camera di combustione ed alle sue dimensioni.

Molta importanza ha pure tanto la presenza di punti ad elevata temperatura nella camera di combustione e la loro posizione nei confronti della forma della camera e della sistemazione del getto di combustibile, quanto il valore medio della temperatura nel cilindro. Temperature non abbastanza elevate provocano fumo nero allo scarico (fuliggine) per incompleta combustione.

Affinchè tutto il combustibile iniettato venga bruciato, ogni particella finemente divisa deve essere portata in contatto intimo con una appropriata quantità di ossigeno. Per garantirsi che ciò avvenga, occorre che, vi sia turbolenza e sia presente una quantità di aria notevolmente superiore a quella strettamente necessaria per bruciare il combustibile. L'eccesso d'aria è mediamente del 40-50% per i Diesel veloci e può raggiungere anche il 200% per i lenti a 2 tempi se si tiene conto di tutta l'aria fornita per il lavaggio.

Polverizzazione, mescolamento, evaporazione e combustione debbono avvenire in un tempo che varia da circa 1/60 di sec per un motore funzionante a 300 giri/min a circa 1/400 di sec per 2000 giri/min.

183. Considerazioni sul funzionamento dei motori Diesel.

I motori Diesel, e particolarmente quelli veloci, funzionano secondo un ciclo reale la cui forma non differisce sostanzialmente da quella del ciclo reale dei motori a carburazione.

Però nel confronto fra i due tipi si riscontrano due caratteristiche opposte:

— *il motore a carburazione non deve funzionare in regime di detonazione*;

— *il motore ad iniezione funziona normalmente in regime di detonazione*.

In relazione a questo fatto si ha che:

a) i combustibili più adatti ai Diesel sono quelli che detonano più facilmente;

b) mentre nel motore a carburazione l'aumento del rapporto di compressione avvicina il pericolo della detonazione oppure ne aumenta l'entità, nel motore Diesel la riduce perchè, grazie alle più elevate temperature di fine compressione, diminuisce il ritardo di accensione, ossia perchè si riduce la durata delle prime due fasi della combustione a favore della terza che è la più regolare. Perciò l'aumento del rapporto di compressione, effettuato allo scopo di elevare lo sfruttamento del motore, mentre richiede per i carburanti una elevazione del numero di ottano, permette per i gasoli o le nafte un abbassamento del numero di cetene.

Per quanto riguarda la *regolazione* è importante ricordare quanto segue: mentre nel motore a carburazione le condizioni più favorevoli per una buona combustione si realizzano con miscele piuttosto ricche, nel motore Diesel è sempre necessario un notevole eccesso d'aria per compensare le cattive condizioni di miscelazione. Poichè quindi la combustione è entro certi limiti tanto migliore quanto maggiore è l'eccesso d'aria comburente, non è necessario, nel Diesel, regolare l'entrata d'aria al variare del regime e del carico; *la regolazione del carico viene dunque fatta solo sul combustibile*. Si ha così il vantaggio che ai bassi regimi, diminuendo le resistenze all'entrata dell'aria per la mancanza della valvola a farfalla, aumenta il rendimento per diminuzione delle perdite per pompaggio: il motore fornisce quindi, per ogni regolazione, una coppia pressochè costante al variare del numero di giri.

Il funzionamento è perciò instabile, per cui è necessaria l'applicazione di un regolatore (quasi sempre centrifugo) che impedisca di raggiungere regimi di funzionamento irregolari o pericolosi alla resistenza del motore.

184. Confronto fra motori a 4 tempi ed a 2 tempi.

Le considerazioni fatte a proposito dei motori ad accensione per scintilla funzionanti a 2 tempi valgono di massima anche per i motori Diesel. Mentre però nel campo dei motori ad accensione per scintilla sono evidenti le ragioni di inferiorità del motore a 2 tempi rispetto a quello a 4 tempi, nel campo dei motori Diesel la situazione viene variata dall'intervento di altri fattori.

Ha grande importanza sopratutto il fatto che nel Diesel a 2 tempi *la fase di lavaggio è compiuta da aria pura* anzichè dalla miscela combustibile; ciò elimina il grave inconveniente della perdita di combustibile incombusto attraverso allo scarico e facilita l'espulsione dei gas residui, per cui il rendimento totale risulta migliorato.

Per quanto riguarda il raffreddamento è chiaro che per i motori veloci e di dimensioni piuttosto piccole, nei quali si mantiene in genere il tipo di costruzione normale, sussistono le ragioni di inferiorità del tipo a 2 tempi.

Invece nei motori a grandi dimensioni (oltre i 250 mm di diametro) nei quali, siano essi a 4 od a 2 tempi, è sempre necessario ed agevole il raffreddamento dello stantuffo con circolazione di acqua o di olio, alcuni vantaggi del ciclo a 2 tempi sono particolarmente evidenti e si può dire che capovolgano la situazione. Questi vantaggi si riferiscono in gran parte alla maggior semplicità costruttiva per la soppressione delle valvole di aspirazione e scarico e dei loro comandi.

Inoltre a favore del 2 tempi sussistono i seguenti vantaggi:

1°) la maggior uniformità della coppia motrice a parità di numero di cilindri;

2°) la diminuzione del peso e dell'ingombro (circa il 35 %) a parità di potenza.

È pure da tener presente che mentre nei motori veloci a 2 tempi alcuni dettagli possono presentare difficoltà funzionali, perchè le dimensioni ridotte non consentono di sistemare i mezzi necessari ad evitarle e rappresentano quindi punti di inferiorità, nei grandi motori lenti queste difficoltà possono essere facilmente eliminate per disponibilità di spazio.

Così ad esempio, date le grandi dimensioni, risulta facile il raffreddamento del cilindro in corrispondenza delle luci di aspirazione e di scarico e, grazie anche al basso numero di giri, non esistono gravi difficoltà al raffreddamento dello stantuffo.

Perciò la costruzione dei motori Diesel lenti è orientata, sopratutto in Italia, verso il ciclo a 2 tempi, specie nel campo delle grandi potenze mentre, al contrario, i motori veloci sono per lo più a 4 tempi.

185. Motori a doppio effetto.

I motori Diesel sono i soli motori a combustione interna che vengono normalmente costruiti anche per il funzionamento a doppio effetto.

In questi motori il cilindro è fornito di 2 camere di combustione, una per ogni estremità; la pressione di combustione agisce alternativamente sulle due faccie opposte dello stantuffo ed i cicli si svolgono nelle due camere di combustione sfasati di un tempo.

Il cilindro nella sua parte inferiore è munito di una *culatta* di chiusura provvista di un *bossolo di tenuta* per l'attraversamento dello stelo dello stantuffo (fig. 276); questa culatta forma la *testata inferiore* in contrapposto alla *testata superiore* che chiude l'altra estremità del cilindro.

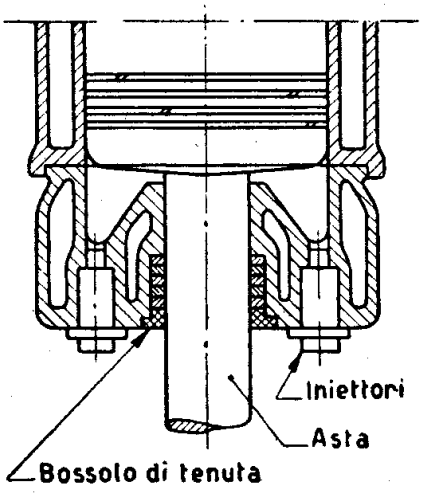


Fig. 276. – Testata inferiore di motore a doppio effetto.

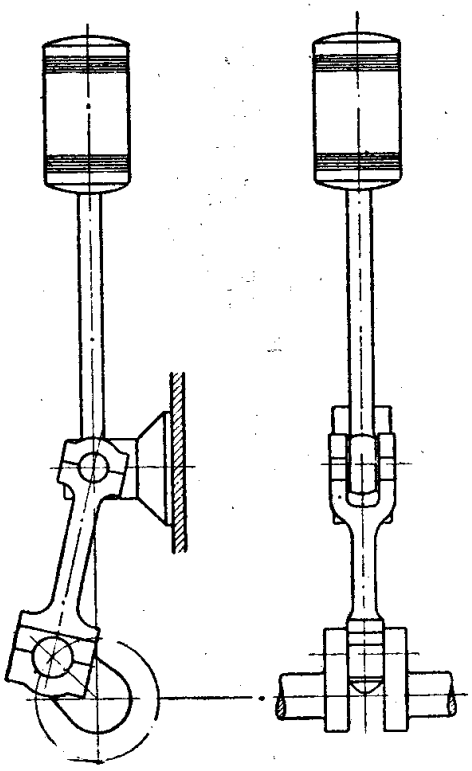


Fig. 277. – Manovellismo con testa a croce.

Lo stantuffo è collegato ad uno *stelo*, chiamato anche *asta stantuffo*, che porta alla sua estremità inferiore la *testa a croce* (fig. 277) cui sui perni è articolata la biella. Questo cinematismo è impiegato anche nei motori a semplice effetto, e specialmente in quelli di dimensioni piuttosto rilevanti, allo scopo di eliminare la spinta laterale sullo stantuffo. La spinta laterale viene sopportata dal *pattino* della testa a croce, il quale la trasmette alla sua guida fissata all'incastellatura del motore.

Nei motori a doppio effetto la presenza dell'asta è indispensabile per poter realizzare la camera di combustione inferiore; questo è infatti il sistema più semplice per trasmettere il movimento dello stantuffo all'albero motore e nello stesso tempo per realizzare la tenuta in corrispondenza del passaggio attraverso la testata inferiore.

A parità di diametro e di corsa dello stantuffo, e con un ingombro di poco superiore, si può ricavare da un motore a doppio effetto una potenza quasi doppia di quella ricavabile da uno a semplice effetto; non si ha il raddoppiamento completo della potenza per il fatto che l'area premuta dallo stantuffo nella camera inferiore è minore di quella premuta nella camera superiore a causa della presenza dell'asta.

I motori a doppio effetto vengono costruiti quasi esclusivamente a 2 tempi perchè presentano il vantaggio di una minor complicazione costruttiva; infatti in essi viene eliminato il non facile problema di collocare nella testata inferiore le valvole ed i relativi comandi.

186. Applicazioni e tendenze costruttive.

A) **Motori lenti.** — Questi motori trovano la loro applicazione sopratutto nel campo della propulsione navale, nei servizi ausiliari di bordo e nelle installazioni fisse.

I cilindri sono quasi sempre verticali ed il loro numero arriva al massimo a 12.

I motori a 4 tempi sono nella loro maggioranza a semplice effetto e sono usati sopratutto per imbarcazioni di piccolo tonnellaggio non richiedenti potenze molto elevate, per servizi ausiliari di bordo, e per applicazioni industriali. Secondo la tendenza moderna l'applicazione del ciclo a 4 tempi è orientata verso le costruzioni di dimensioni ridotte e piuttosto veloci. Si può dire che il campo dei motori a 4 tempi sia limitato *attualmente* fino al massimo diametro di stantuffo di 250 mm, per quanto non manchino esempi di motori con diametro superiore (740 mm - Burmeister e Wain).

I motori a 2 tempi a semplice effetto trovano il loro campo d'impiego specialmente nella propulsione delle navi mercantili richiedenti potenze normali; sono questi i motori più diffusi e ne vengono quindi costruiti di tutte le dimensioni (diametro massimo: Sulzer 760 mm, FIAT 680 mm).

I 2 tempi a doppio effetto sono oggi i motori che specialmente in Italia dominano nel campo delle grandi dimensioni e possono considerarsi come i tipici motori marini per grandi potenze. Vengono usati a partire da diametri di stantuffo di 350 mm fino a 750 mm su navi mercantili di grande potenza, e talvolta su navi da guerra (incrociatori corazzati tipo Deutschland). Di questo tipo si costruiscono motori di oltre 2000 Cv per cilindro.

L'Italia è all'avanguardia specialmente per quanto riguarda il 2 tempi a doppio effetto: basti ricordare che la FIAT ha costruito i due motori per la motonave « Vulcania » (fig. 278) ed i quattro più recenti per la motonave « Augustus » aventi le seguenti caratteristiche: $D = 650$ mm; $C = 960$ mm; 12 cilindri; cilindrata totale 7034 l; potenza massima 20 000 Cv a 187 giri/min.

B) **Motori veloci.** — Questi sono, nella maggior parte dei casi, a 4 tempi perchè per essi valgono le considerazioni fatte nel confronto fra i 2 tempi ed i 4 tempi. Sono di piccole dimensioni e funzionano a regimi che spesso superano i 2000 giri/min; vengono impiegati sopratutto nella trazione terrestre.

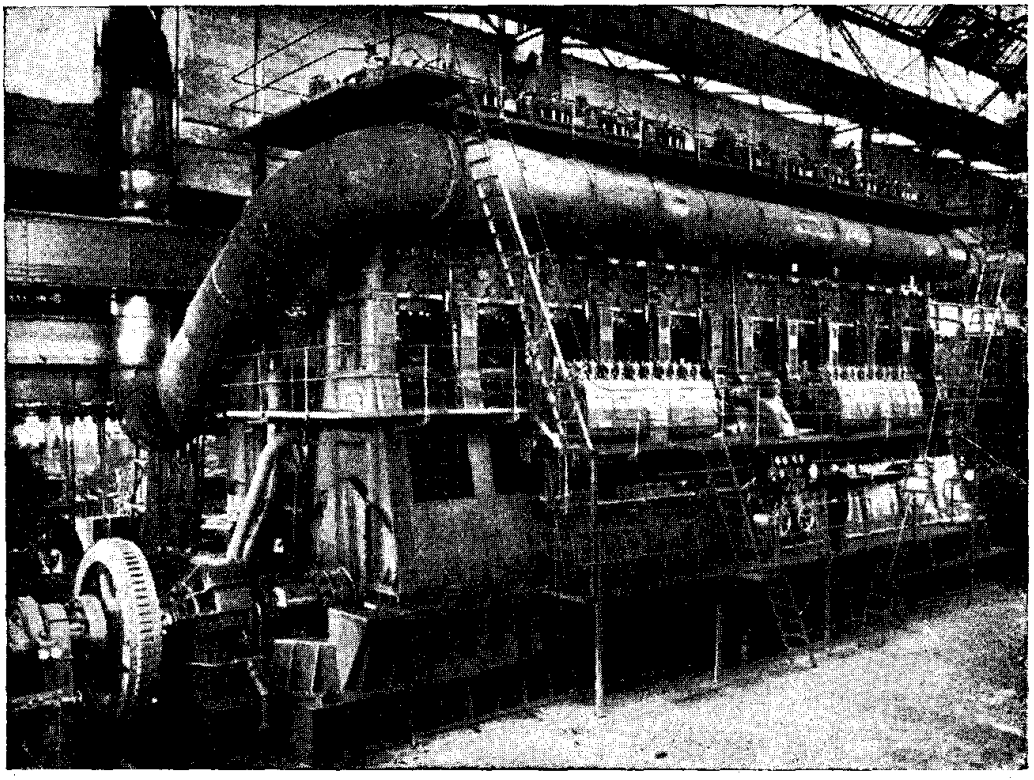


Fig. 278. – Uno dei due motori FIAT a 2 tempi e doppio effetto della motonave Vulcania. Diametro 750 mm; corsa 1250 mm; 10 cilindri; cilindrata totale 10000 l; potenza massima 18000 Cv a 140 giri/min.

187. Cenno sui motori a testa calda.

Lo studio fatto finora ci permette di dedurre che i maggiori vantaggi del motore Diesel sono costituiti dall'impiego di oli combustibili poco costosi, dall'eliminazione dell'apparato di accensione e dal buon rendimento termico conseguente all'elevata pressione di compressione necessaria per raggiungere la temperatura di accensione spontanea del combustibile. Questa elevata compressione porta però ad inconvenienti, fra i quali i principali sono la difficoltà di avviamento ed il forte peso dei vari organi, conseguenza dei notevoli carichi cui sono soggetti.

Per questo si è pensato alla realizzazione di un motore che, mantenendo possibilmente i pregi del Diesel, non ne avesse i difetti e cioè in sostanza ad un motore Diesel con *rapporto di compressione più basso* (ad esempio, tanto da permettere l'avviamento a mano nel caso di piccole unità per uso agricolo). Ma poichè la riduzione del rapporto di

compressione avrebbe avuto come conseguenza una temperatura di fine compressione insufficiente a produrre l'accensione, si è rimediato creando nella camera di combustione, con una forma particolare della testa, una piccola superficie da mantenersi a temperatura superiore a quella di accensione del combustibile usato.

Come si vede dalla sezione schematica rappresentata in fig. 279, una parte della camera di combustione è costituita da una specie di bulbo quasi sferico che, non essendo raffreddato, è mantenuto ad una temperatura di circa 500°, per cui il combustibile in esso iniettato, prendendo contatto con la parete, evapora e si accende: questa è una differenza fondamentale rispetto al motore Diesel, nel quale le goccie non devono raggiungere le pareti.

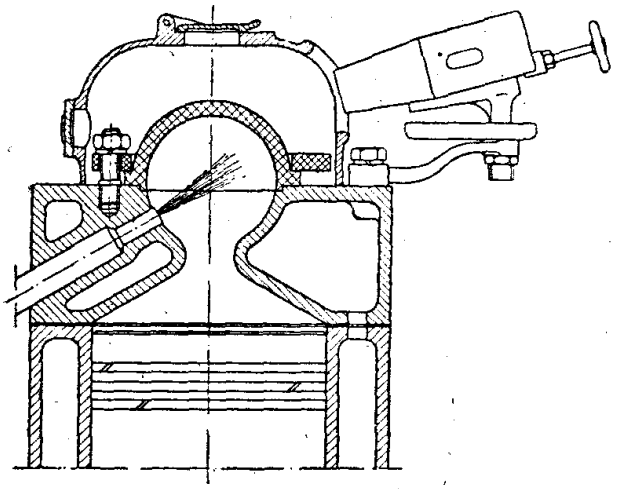


Fig. 279. – Testa calda.

Un'altra conseguenza del basso rapporto di compressione è la diminuzione del valore del rendimento termico (ricordiamo che a parità di rapporto di compressione il ciclo Diesel ha rendimento più basso del ciclo Otto). A questo si rimedia, però solo in parte, anticipando fortemente l'iniezione, il che fa aumentare la quantità di combustibile che brucia a volume costante secondo un ciclo Sabathè che si avvicina al ciclo Otto.

In conclusione il motore a testa calda è un motore ad iniezione nel quale l'accensione è ottenuta mediante l'uso di una superficie rovente e che funziona secondo un ciclo molto prossimo al ciclo Otto.

I motori a testa calda sono generalmente a 2 tempi, sia perchè la testa risulta più semplice, sia perchè le variazioni di temperatura di essa durante il ciclo sono minori; inoltre la grande semplicità costruttiva del due tempi è veramente adatta a questo tipo di motore la cui caratteristica essenziale è la semplicità quasi rudimentale. Il tipo di lavaggio è sempre a corrente riflessa con compressione dell'aria nella camera del manovellismo.

Il sistema di iniezione è del tipo meccanico e ridotto alla sua più semplice espressione poichè, non essendo richiesto un grado di polverizzazione spinto, la pressione di iniezione è bassa ed iniettori e pompe non presentano particolari difficoltà di progetto e non richiedono speciali cure di fabbricazione.

Dato il sistema di funzionamento, è chiaro che per avviare un motore a testa calda non è sufficiente trascinarlo in rotazione, ma è ne-

cessario prima riscaldare il bulbo sferico della testa con un mezzo esterno per portarne la temperatura al valore adatto all'accensione. Come si vede nella fig. 279, questo mezzo è rappresentato in genere da una lampada a petrolio.

Il motore a testa calda non è adatto a funzionare a carichi variabili; a carico ridotto, infatti, la temperatura di fine compressione è spesso insufficiente all'accensione, specie se la regolazione viene effettuata, come nei Diesel, solo parzializzando la quantità di combustibile.

Riducendo parallelamente al combustibile anche la quantità di aria introdotta nel ciclo, si può ottenere qualche miglioramento sebbene sia praticamente impossibile mantenere costante la temperatura della testa. Un rimedio potrebbe essère quello di riscaldare la testa dall'esterno con la lampada che serve per l'avviamento, ma è evidente che il procedimento non è pratico nè economico e può soltanto costituire un ripiego di fortuna.

CAPITOLO SECONDO

ORGANI PRINCIPALI DEI MOTORI DIESEL LENTI

188. Schema di funzionamento e composizione dei motori Diesel lenti.

Abbiamo visto come e per quali ragioni nel campo dei motori Diesel lenti il *ciclo a 4 tempi* abbia perduto terreno in questi ultimi anni, tanto da essere sostituito quasi completamente dal ciclo a 2 tempi nelle costruzioni di grandi dimensioni. Tuttavia, poichè esistono e sono regolarmente funzionanti ancora numerosissimi motori a 4 tempi ad iniezione pneumatica, di grandi e medie dimensioni, è indispensabile, per completare il nostro studio, che questo tipo di motore venga adeguatamente trattato. Lo schema generale di funzionamento

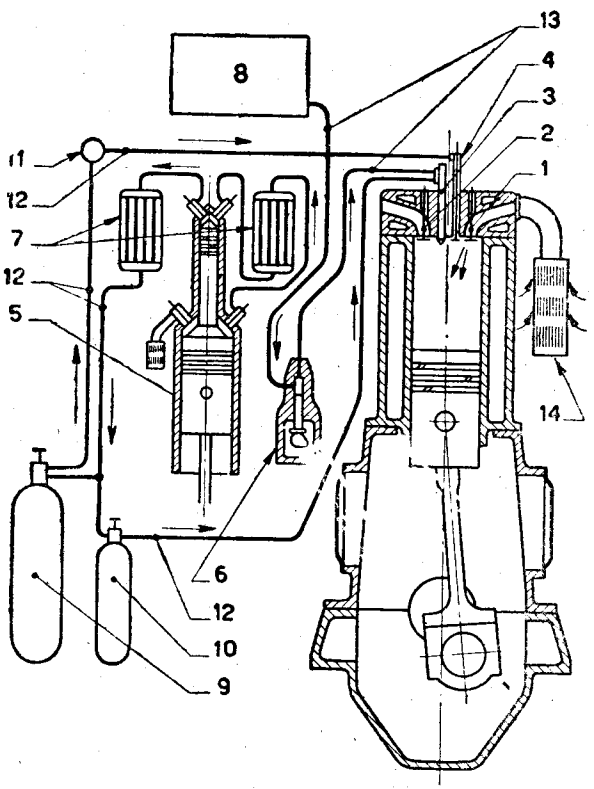


Fig. 280. – Schema di funzionamento di un motore Diesel lento a 4 tempi con iniezione pneumatica.

1, Valvola di aspirazione. – 2, Valvola di scarico. – 3, Iniettore. – 4, Valvola d'avviamento. – 5, Compressore. – 6, Pompa d'iniezione. – 7, Refrigeranti per l'aria compressa. – 8, Serbatoio combustibile. – 9, Bombola aria avviamento. – 10, Bombola aria iniezione. – 11, Valvola di riduzione della pressione. – 12, Tubazione aria. – 13, Tubazione combustibile. – 14, Filtro aria.

rappresentato in fig. 280 si riferisce appunto ad un grande motore Diesel a 4 tempi con iniezione pneumatica.

La fig. 281 rappresenta invece lo schema generale di funzionamento di un motore a 2 tempi con iniezione meccanica. L'architettura generale, nei confronti dei motori a 4 tempi, è semplificata per la soppressione

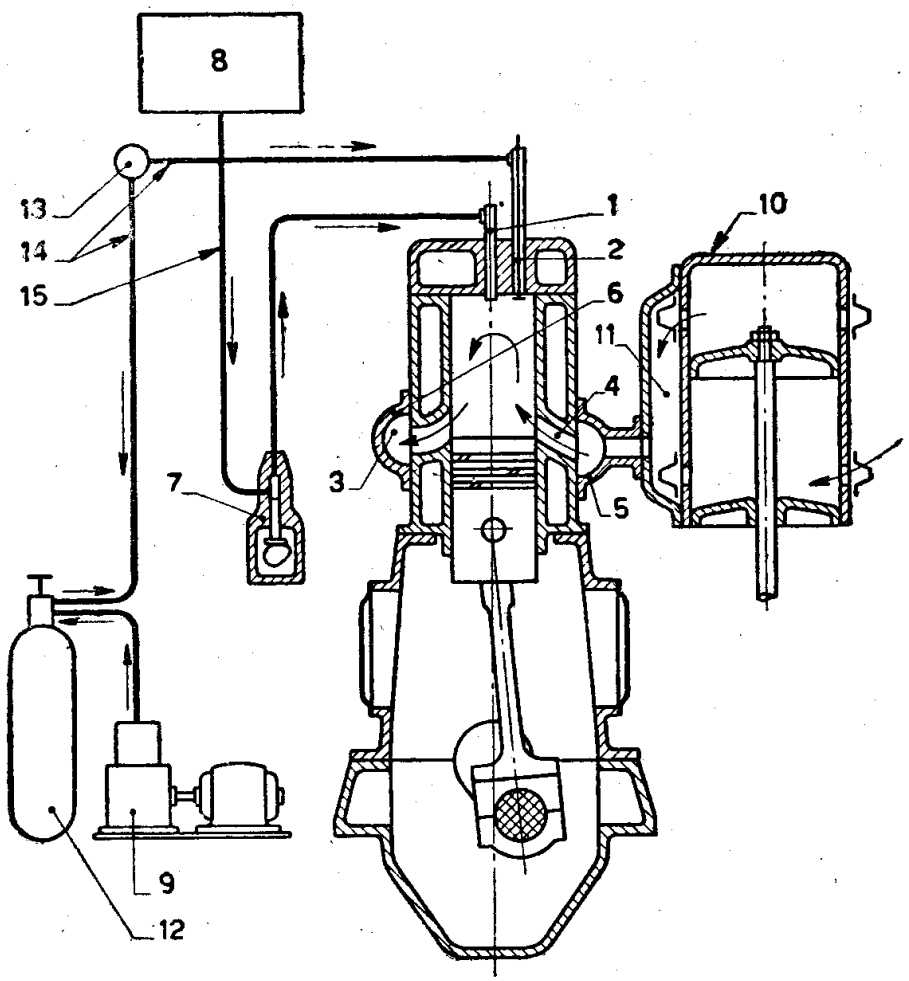
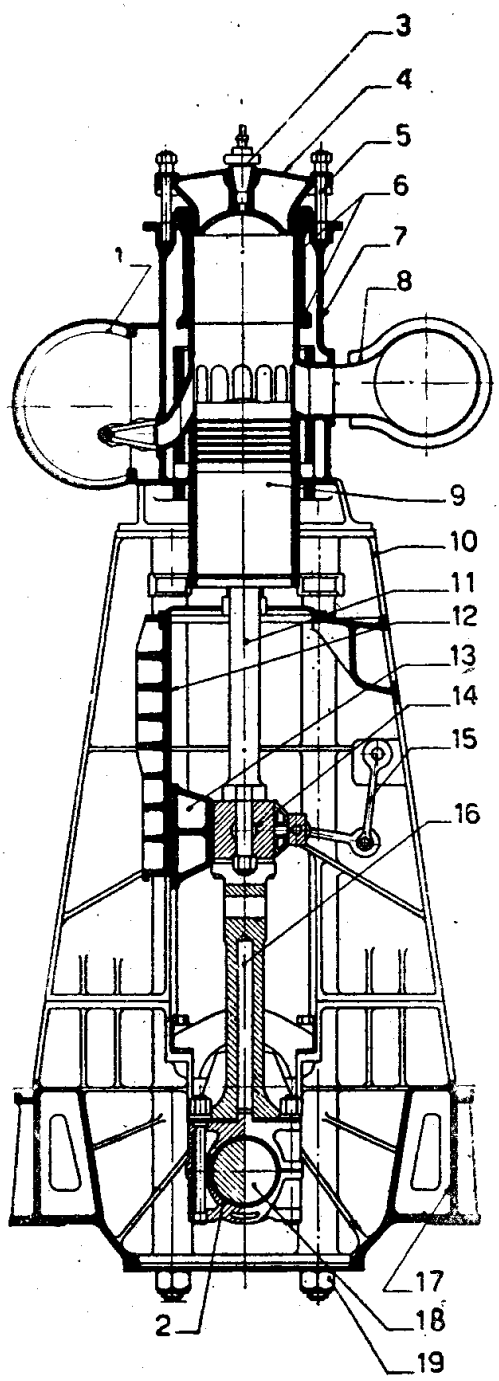


Fig. 281. – Schema di funzionamento di un motore Diesel lento a 2 tempi con iniezione meccanica.

1, Iniettore. – 2, Valvola d'avviamento. – 3, Condotto di scarico. – 4, Condotto di lavaggio. – 5, Collettore di lavaggio. – 6, Collettore di scarico. – 7, Pompa d'iniezione. – 8, Serbatoio del combustibile. – 9, Compressore. – 10, Pompa di lavaggio. – 11, Serbatoio di lavaggio. – 12, Bombola aria avviamento. – 13, Valvola di riduzione della pressione. – 14, Tubazioni aria. – 15, Tubazioni combustibile.

delle valvole di aspirazione e scarico e dei relativi comandi; esistono però in più la *pompa di lavaggio* ed *il suo collettore d'aria*. Poichè lo schema si riferisce ad un grande motore lento, il compressore dell'aria di avviamento è separato ed azionato da un motore elettrico secondo la disposizione preferita nella maggior parte dei casi.

Analogamente a quanto si è fatto nella trattazione dei motori ad accensione per scintilla, possiamo considerare il motore Diesel lento



composto di un gruppo di *organi principali*, dell'*apparato d'iniezione* e di *organi ausiliari*.

Gli **organi principali** formano la parte motrice vera e propria e variano, in genere per ragioni di dettaglio, da tipo a tipo di motore; essi sono (fig. 282):

— il *basamento*;

— l'*incastellatura*;

— il *cilindro* con la *camicia* e la *testata*;

— il *complesso del manovellismo*, che può essere con o senza *testa a croce*;

— gli *organi della distribuzione* e i relativi comandi.

Per i motori a 2 tempi è da aggiungere la *pompa di lavaggio*.

Fig. 282. – Sezione schematica di un motore Diesel lento a 2 tempi e semplice effetto.

1, Collettore di lavaggio. – 2, Cuscinetto della testa di biella. – 3, Iniettore. – 4, Testata cilindro. – 5, Colonnetta fissaggio testate. – 6, Camicia cilindro. – 7, Cilindro. – 8, Collettore di scarico. – 9, Stantuffo. – 10, Montante dell'incastellatura. – 11, Asta stantuffo. – 12, Guida pattino. – 13, Pattino. – 14. Testa a croce. – 15, Tubi oscillanti raffreddamento stantuffo. – 16, Biella. – 17, Basamento. – 18, Perno manovella. – 19, Dado fissaggio colonne.

189. Basamento.

Il *basamento* o *banco* costituisce la parte inferiore della struttura resistente e serve, con i suoi appoggi, all'ancoramento del motore alle fondazioni o, nelle applicazioni navali, alle travi longitudinali dello scafo, chiamate *paramezzali*.

Come dimostra la fig. 283, esso è costituito schematicamente da due longheroni longitudinali uniti in senso trasversale fra un cilindro e l'altro da *cartelle* (fig. 284), rinforzate da nervature, che portano gli alloggiamenti dei cuscinetti dell'albero a gomiti.

Il basamento deve presentare una grande rigidezza longitudinale e trasversale per sopportare e ripartire gli sforzi trasmessi dal manovel-

lismo e dagli altri organi che gli sono collegati; spesso a questo scopo le parti per mezzo delle quali il motore viene fissato sulle fondazioni formano delle vere robuste travature longitudinali poste lateralmente o al di sotto dei longheroni.

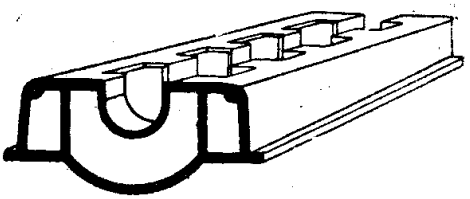


Fig. 283. – Schema di basamento.

La parte inferiore ha generalmente la funzione di *coppa* per l'olio

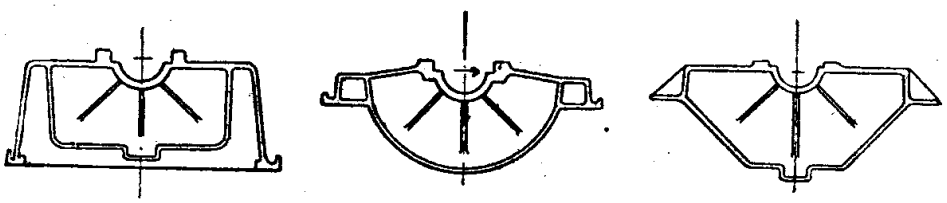


Fig. 284. – Sezioni trasversali di basamenti.

ed in tal caso prende la forma di una vasca, la parte superiore porta l'incastellatura, che sostiene a sua volta i cilindri e le pompe.

Comunemente il basamento è costruito in ghisa o, in casi speciali, in acciaio fuso; nelle costruzioni leggere è pure usata la lamiera saldata. In fig. 285 è riportato il basamento del motore della motonave « Vulcania » con l'albero motore montato ed in fig. 286 quello di un motore da peschereccio.

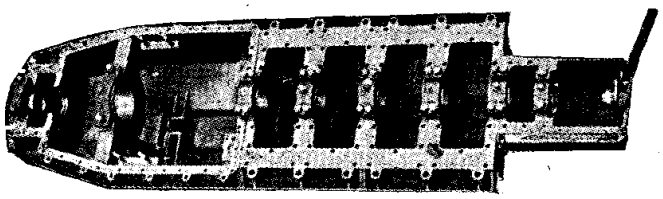


Fig. 286. – Basamento per motore da peschereccio.

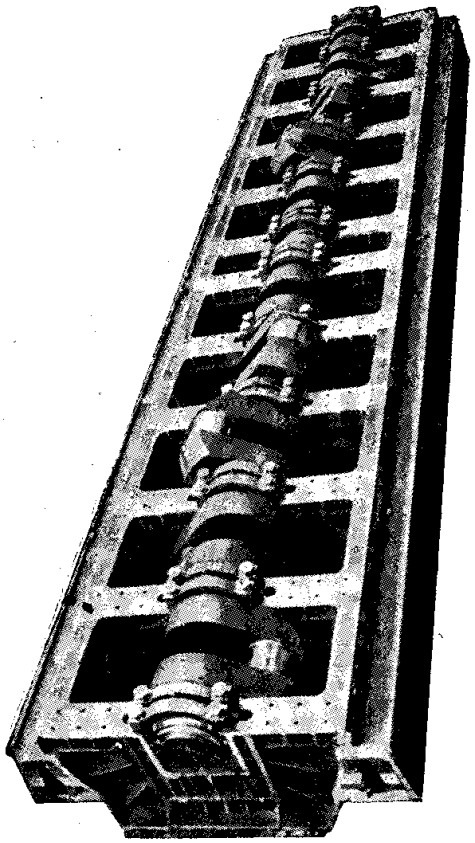


Fig. 285. – Albero a gomiti e basamento di uno dei motori FIAT della motonave «Vulcania».

190. Incastellatura.

Nelle costruzioni comuni l'*incastellatura*, che s'innalza sul basamento per portare i cilindri, viene realizzata secondo due diversi sistemi costruttivi chiamati a *cavalletto* ed a *scatola*.

L'*incastellatura a cavalletto*, usata normalmente nei motori di grandi dimensioni, è costituita da elementi separati detti *montanti*, costruiti in ghisa o acciaio fuso (figure 287 e 288), imbullonati nella parte in-

feriore al basamento e nella parte superiore ai cilindri. Questi collegamenti assicurano la rigidità del sistema, che talvolta è aumentata da un longherone che riunisce tutti i montanti a circa 2/3 della loro altezza;

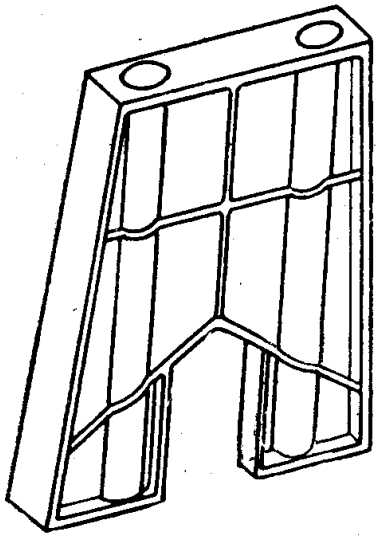


Fig. 287. – Montante.

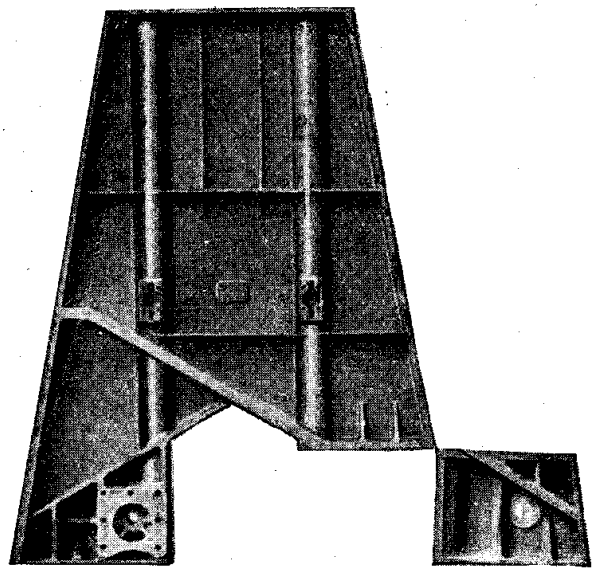


Fig. 288. – Incastellatura a cavalletto con tassello asportabile per lo smontaggio dell'albero a gomiti.

anche le guide dei pattini possono servire a collegare fra loro i montanti. I vani fra un montante e l'altro sono chiusi da leggeri coperchi di lamiera che hanno solamente funzione di chiusura protettiva.

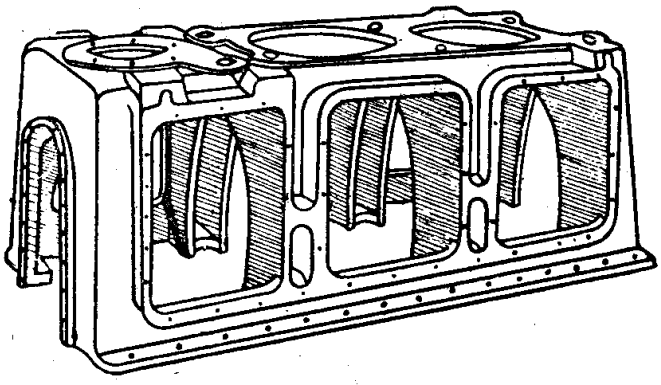


Fig. 289. – Incastellatura a scatola.

L'*incastellatura a scatola* consiste in una specie di grande cassa con le pareti longitudinali collegate trasversalmente da cartelle in modo analogo al basamento (fig. 289). Le pareti longitudinali portano in corrispondenza di ogni cilindro dei *portelli d'ispezione*. Questo tipo d'incastellatura viene usato nei motori di dimensioni relativamente piccole ed è costruito in ghisa od in acciaio fuso.

Nei motori più piccoli si ottengono particolari doti di leggerezza e di rigidità incorporando basamento ed incastellatura in un solo blocco costruito in ghisa od in lamiera stampata e saldata (fig. 290).

Sia con l'*incastellatura a cavalletto* che con quella a *scatola* l'unione col basamento e coi cilindri può essere ottenuta a mezzo di lunghi *tiranti* o *colonne* che, partendo dal basamento ed attraversando l'inca-

stellatura per tutta la sua altezza, arrivano fino ai cilindri (fig. 291). Con questo sistema l'insieme può essere alleggerito perchè i montanti

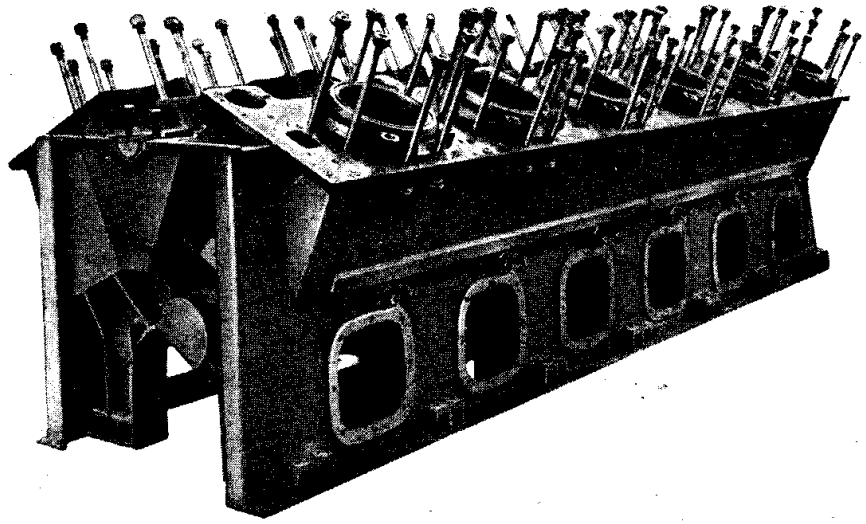


Fig. 290. – Gruppo cilindri per motore da M. A. S.

o le scatole vengono scaricati dagli sforzi di trazione cui la ghisa è poco adatta a resistere.

La camera formata dall'incastellatura e dal basamento è messa in comunicazione con l'esterno mediante un tubo di sfiato per l'evacuazione dei gas che vi si possono raccogliere trafilando fra stantuffi e cilindri. In ogni caso, per impedire che la pressione nell'interno della camera raggiunga un valore troppo elevato, si impiega un diaframma di sicurezza formato da una sottilissima lamiera che si rompe quando si verificano subitanei aumenti di pressione.

Nei motori nei quali il manovellismo è provvisto di *testa a croce*, l'incastellatura porta le *guide* per i *pattini* (fig. 292); a seconda che il pattino è semplice o doppio si hanno una sola o due guide per ogni cilindro. La fig. 292 rappresenta una applicazione di *guida unica*; è questa una piastra di ghisa, avente la superficie di scorrimento perfettamente piana e levigata, rinforzata sul dorso da nervature di irrigidimento; essa è provvista di due controguide per sostenere le spinte laterali della biella anche in senso opposto a quello corrispondente alla corsa di lavoro.

Nei motori di grandi dimensioni era talvolta ritenuto necessario il raffreddamento delle guide, e questo era ottenuto con circolazione d'acqua in una camera ricavata sul loro dorso (fig. 292); attualmente questo accorgimento è abbandonato.

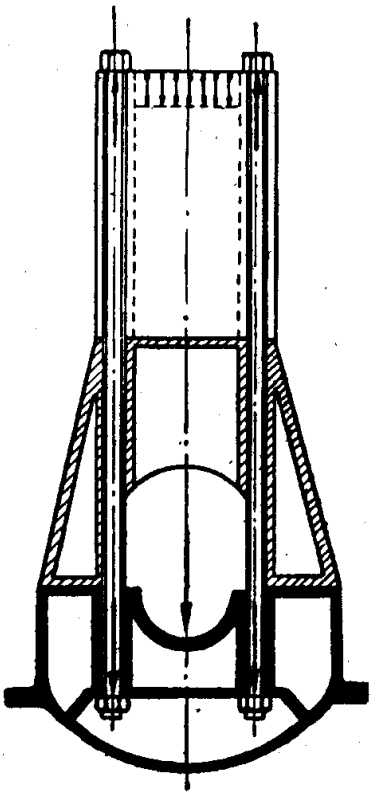


Fig. 291. – Struttura a tiranti.

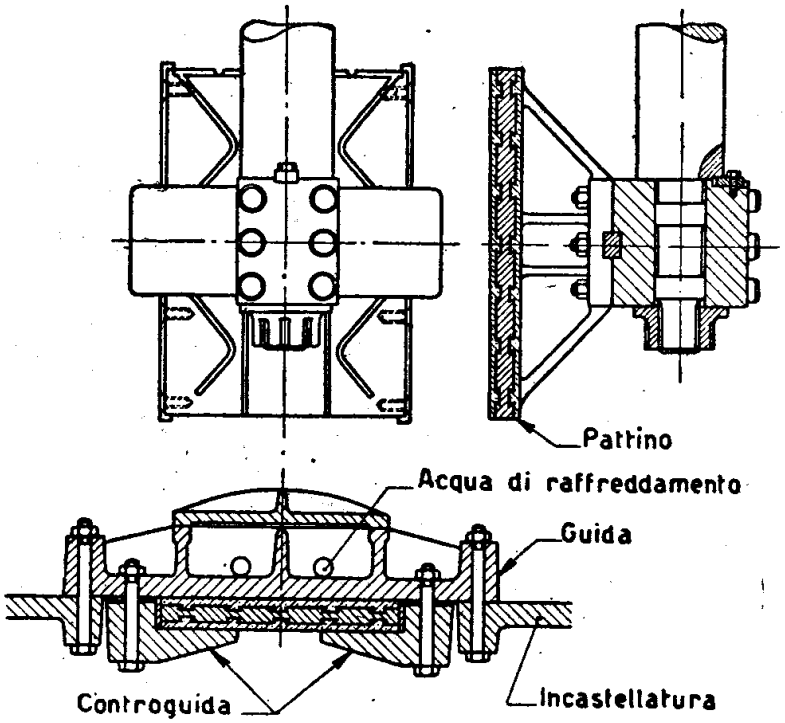


Fig. 292. – Pattino a guida unica.

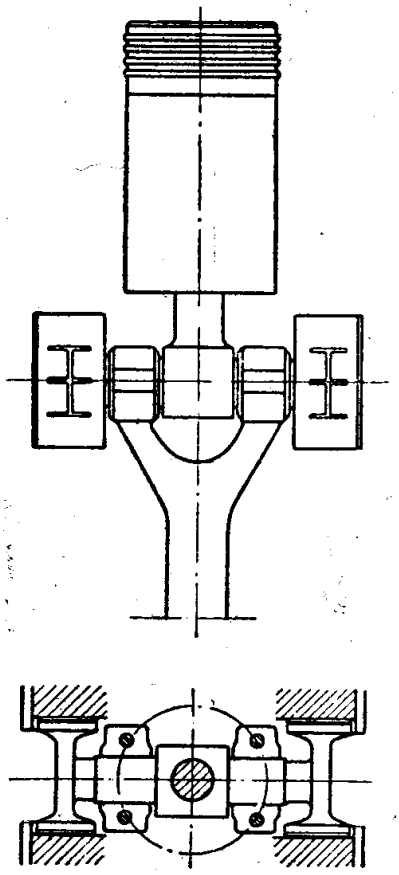


Fig. 293. – Pattino con guida a doppio corrente.

I motori a 2 tempi a semplice effetto, specie se sono piuttosto veloci, hanno generalmente la guida formata da due correnti simmetrici rispetto al piano normale all'albero motore e passante per l'asse del cilindro (fig. 293). Ciò è fatto per ridurre al minimo le dimensioni della testa a croce senza dover aumentare l'altezza del motore; infatti lo stantuffo, che per l'otturazione delle luci deve essere di grande lunghezza, verrebbe nel caso della guida unica ad interferire con le controguide se queste non fossero sufficientemente lontane dall'asse del cilindro. La disposizione permette anche maggior facilità d'ispezione del manovellismo.

191. Cilindro.

Il tipo di costruzione a monoblocco con camicie integrali è praticamente abbandonato; ormai è generalmente adottato il sistema a *camicie riportate* ed in *umido*, per i grandi vantaggi che presenta agli effetti della facilità di sostituzione delle camicie deteriorate e per le migliori condizioni di raffreddamento.

Con la denominazione di *cilindro* s'in-

tende generalmente il gruppo formato dal *corpo*, dalla *camicia interna* e dalla *testata*.

Il *corpo*, chiamato anche *cilindro* od *involucro*, ha la funzione di sostegno della *camicia* e della *testata* e costituisce la parete esterna della camera di circolazione dell'acqua.

Nei motori piccoli i *cilindri* sono spesso raggruppati in uno o più *blocchi*, mentre nei motori di grandi dimensioni sono quasi sempre co-

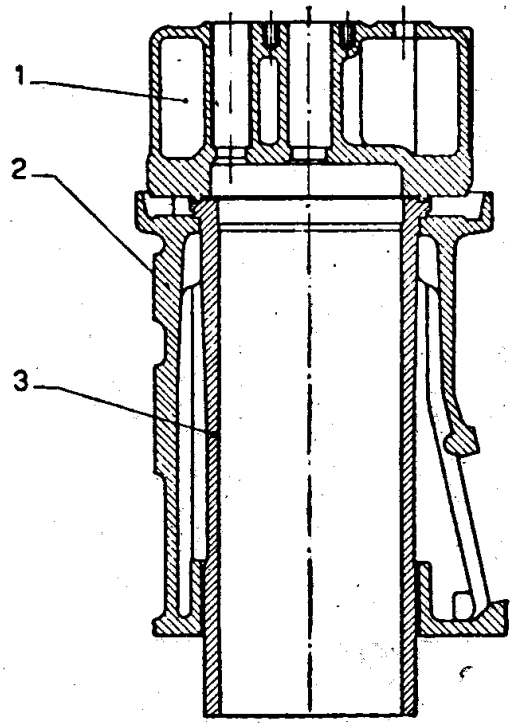


Fig. 294. – Cilindro per motore a 4 tempi.

1, Testata. – 2, Cilindro. – 3, Camicia.

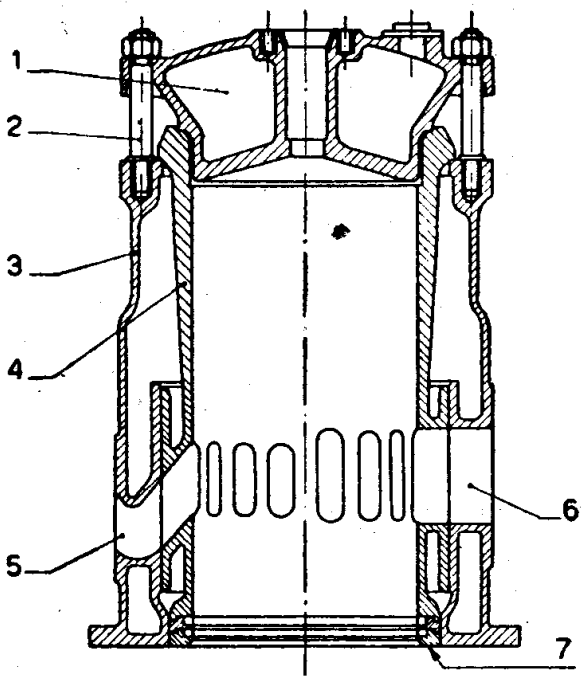


Fig. 295. – Cilindro per motore a 2 tempi e semplice effetto.

1, Testata. – 2, Colonnetta di fissaggio della testata e della camicia. – 3, Cilindro. – 4, Camicia. – 5, Luci di lavaggio. – 6, Luci di scarico. – 7, Dispositivo raschiaolio.

struiti separati gli uni dagli altri; in questo caso i vari *corpi* sono rigidamente collegati fra di loro con flangie e bulloni allo scopo di aumentare la rigidità complessiva del motore.

Quando è adottato il tipo di struttura a tiranti (fig. 291), i cilindri sono da questi attraversati per tutta la loro altezza; in caso contrario sono uniti *all'incastellatura* con numerosi bulloni.

Il cilindro porta nella parte bassa l'apertura di entrata ed in quella più alta l'apertura di uscita dell'acqua di raffreddamento; talvolta è provvisto nella parte alta di mezzi per assicurare una circolazione più efficace onde garantire un sicuro raffreddamento della camicia nella parte più vicina alla camera di combustione.

Nei motori a 2 tempi (fig. 295) il cilindro porta le *feritoie* ed i *condotti* di immissione e di scarico e in corrispondenza di questi, sulle pareti esterne laterali, i piani di unione ai relativi collettori. Un dettaglio

importante nei motori a 2 tempi è rappresentato dal *dispositivo raschia-olio* disposto all'estremità inferiore del cilindro o della camicia. Esso consiste in un gruppo di fascie elastiche trattenute in sede da una corona fissata al cilindro od alla camicia per mezzo di una serie di viti; le fascie, che sono di materiale uguale a quello degli anelli di tenuta dello stantuffo, premono in senso centripeto sul mantello dello stantuffo, che, come sappiamo, è assai lungo per la sua

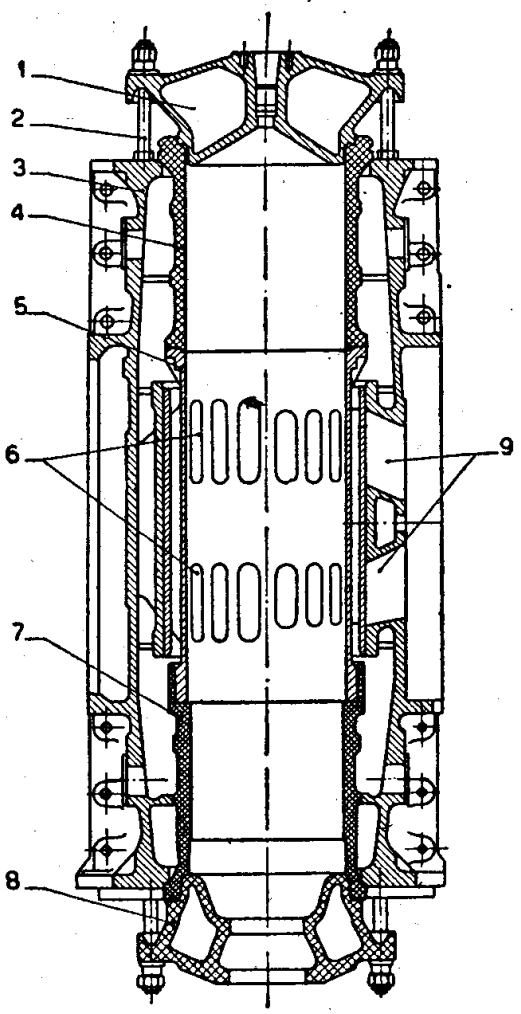


Fig. 296. – Cilindro per motore a 2 tempi e doppio effetto.

1, Testata superiore. – 2, Colonnetta di fissaggio della testata e della camicia. – 3, Cilindro. – 4, Camicia superiore. – 5, Camicia intermedia. – 6, Luci di lavaggio. – 7, Camicia inferiore. – 8, Testata inferiore. – 9, Luci di scarico.

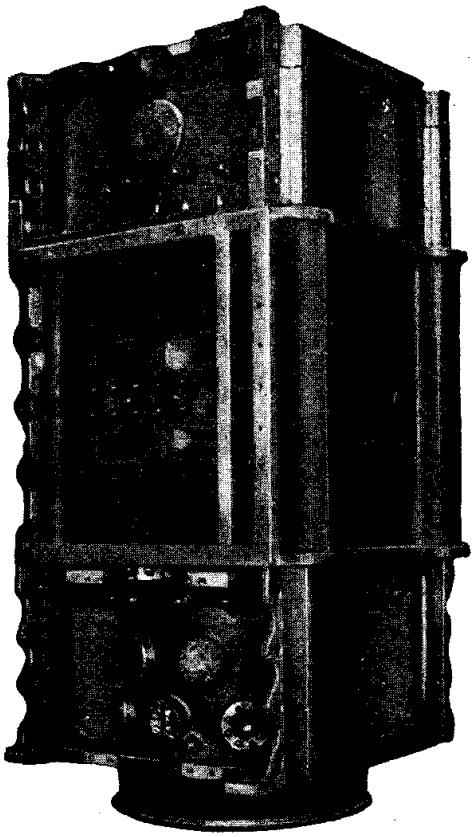


Fig. 297. – Cilindro per motore a doppio effetto.

funzione di otturatore delle *luci della distribuzione*, e raccolgono l'olio di cui è cosparso.

I cilindri sono generalmente costruiti in ghisa o acciaio fuso; per le costruzioni destinate a navigli leggeri si ricorre spesso alla fabbricazione in lamiera stampata e saldata.

Le figg. 294, 295, 296 rappresentano una sezione schematica di un cilindro completo di corpo, camicie e testate per motore a 4 tempi, di uno a 2 tempi e di un altro a 2 tempi e doppio effetto; quest'ultimo è rappresentato in vista nella fig. 297.

192. Camicia.

La *camicia*, che taluni chiamano anche *anima* o *canna*, ha schematicamente la forma di un tubo con la parete esterna variamente sagomata a seconda delle necessità di progetto. La semplicità della forma ha grande importanza perchè facilita il raggiungimento di una fusione sana e di una lavorazione precisa, e riduce la possibilità di deformazioni per disuniformità di dilatazioni termiche. In generale la camicia è fissata alla sua estremità superiore per mezzo di una flangia imprigionata fra il *cilindro* e la *testa*: in questa unione la tenuta alla pressione dei gas è assicurata con una guarnizione di rame e quella dell'acqua con un leggero strato uniforme di *manganesite* (preparato a base di MnO_2) o con anelli di gomma. La parte inferiore è semplicemente guidata nel corpo a mezzo di una sede cilindrica, in modo che le sono permessi i piccoli scorrimenti longitudinali causati dalla dilatazione termica; la tenuta dell'acqua in corrispondenza di questa guida è fatta mediante anelli di gomma forzati fra camicia e cilindro. Talvolta all'estremità inferiore della camicia è applicata una protezione in lamiera per impedire che l'olio che lubrifica la camicia ed è inquinato dai prodotti della combustione si mescoli con quello della coppa destinato alla lubrificazione generale del motore e, nello stesso tempo, per impedire che quello centrifugato dal manovellismo venga trascinato dallo stantuffo verso la camera di combustione causando un eccessivo consumo d'olio.

Nei motori a 2 tempi, in corrispondenza del tratto di camicia abbracciato dal corpo del cilindro, sono praticate le *feritoie di lavaggio e di scarico*: nei grandi motori, per poter ottenere un efficace raffreddamento dei bordi delle feritoie, questo tratto è fatto a doppia parete, in modo che l'acqua refrigerante può passare tra una feritoia e l'altra. È qui assolutamente necessaria una tenuta perfetta dell'acqua perchè questa non possa, attraverso le feritoie, penetrare nell'interno della camicia e mescolarsi con l'olio lubrificante (fig. 295).

Nei motori a doppio effetto la camicia viene scomposta in due o tre parti di cui una è fissata all'estremità superiore del cilindro e una a quella inferiore. Poichè in questi motori le quantità di calore in gioco sono quasi doppie che nei motori corrispondenti a semplice effetto, mentre non variano di molto le capacità di smaltimento, le temperature di regime della camicia risultano aumentate e conseguentemente anche le dilatazioni termiche. Per consentire queste dilatazioni è necessario, data la presenza della testata inferiore, sovrapporre le estremità delle diverse parti che compongono la camicia in modo da permettere un leggero scorrimento relativo.

Nell'esempio delle figg. 296 e 298, che rappresentano il cilindro di un motore a doppio effetto a 2 tempi, si ha:

a) *una camicia superiore* in acciaio fucinato, rivestita internamente mediante una seconda camicia sottile di ghisa speciale parti-

colarmente resistente all'usura, montata a caldo in modo da assicurare, con la perfetta aderenza, un efficace scambio di calore con l'acqua refrigerante;

b) *una camicia intermedia* di ghisa, provvista delle feritorie di aspirazione e di scarico, unita alla camicia superiore mediante flangia; la tenuta dell'acqua in questo accoppiamento è assicurata da una accurata lavorazione e spesso anche da un anello di gomma; la dilata-

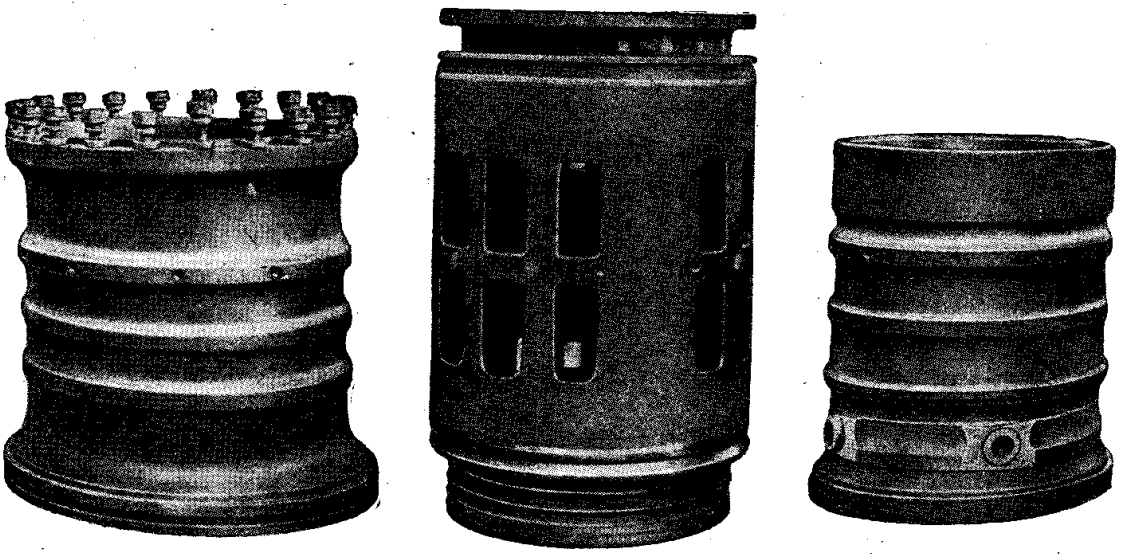


Fig. 298. – Camicia a tre elementi per motore a doppio effetto.

zione verso il basso è permessa in corrispondenza del centraggio della camicia inferiore;

c) *una camicia inferiore* di acciaio o ghisa come la superiore, investita sull'estremità più bassa della camicia intermedia e serrata mediante flangia e prigionieri tra il corpo del cilindro e la testata inferiore.

193. Testata.

Nei motori a 4 tempi la testata (fig. 299) assume una forma piuttosto complessa e di non facile esecuzione per il gran numero di organi che deve portare. In essa infatti sono sistemati:

— *i condotti di aspirazione e di scarico* con le *sedi* delle valvole relative;

— la *sede* per il *polverizzatore* che, per ottenere le migliori condizioni di diffusione del getto, è posto al centro;

— le *sedi* per la *valvola di avviamento* e la *valvola di sicurezza*;

— le *borchie* per il passaggio delle colonnette di fissaggio al cilindro, quelle per i prigionieri che fissano i sopporti dell'albero porta-bilancieri,

e quelle per i prigionieri d'attacco delle tubazioni di aspirazione e di scarico;

— i *condotti per l'acqua refrigerante* e le *luci di entrata e di uscita* con relative flangie.

Nei normali motori a 2 tempi, i quali hanno il lavaggio a corrente riflessa, la testa assume una forma molto più semplice per la mancanza delle valvole di aspirazione e di scarico e dei condotti relativi; essa deve portare solamente il *polverizzatore,* la *valvola di avviamento* e la *valvola di sicurezza.* La fig. 300 indica schematicamente una testata di motore a 2 tempi di questo tipo.

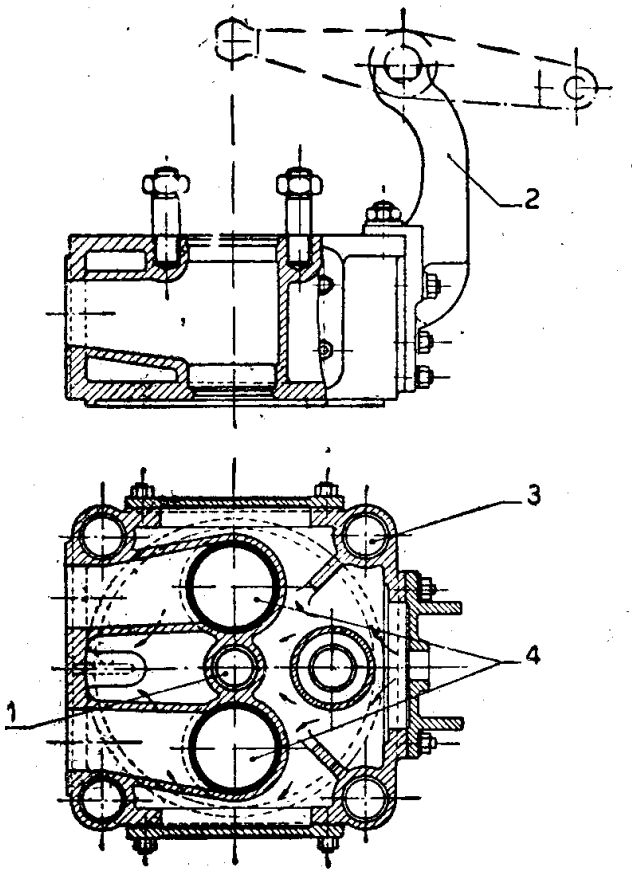


Fig. 299. – Testata per motore a 4 tempi.

1, Sede del polverizzatore. – 2, Sopporto bilancieri. – 3, Foro colonnette di fissaggio. – 4, Sedi valvole aspirazione e scarico.

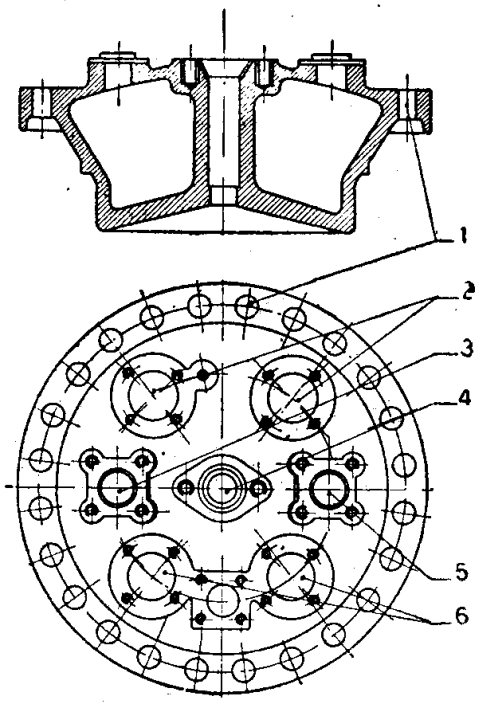


Fig. 300. – Testata per motore a 2 tempi.

1, Fori per le colonnette. – 2, Flangie di raccordo dei tubi di raffreddamento. – 3, Foro per la valvola di sicurezza. – 4, Foro per il polverizzatore. – 5, Foro per la valvola d'avviamento. – 6, Flangie di raccordo dei tubi di raffreddamento.

Nei motori a doppio effetto oltre la *testata superiore,* la quale non differisce per nulla da quella dei motori a semplice effetto, è da considerare la *testata inferiore* che, come già sappiamo, è caratterizzata dall'attraversamento dell'asta stantuffo. La forma della camera di combustione è necessariamente anulare e lo spazio per la sistemazione delle valvole è conseguentemente ridotto; la sistemazione delle valvole ed il loro comando risulta difficile, e questa è una delle principali ragioni per cui i motori a doppio effetto sono quasi tutti a 2 tempi.

Per ottenere una buona distribuzione del combustibile nella camera, occorre disporre nella testa due o anche più polverizzatori, onde rimediare all'inconveniente della presenza dell'asta; in corrispondenza di ogni polverizzatore la camera viene sagomata in modo da formare un incavo appropriato alla forma del getto (fig. 276).

È di grande importanza la tenuta in corrispondenza del passaggio dell'asta; una tenuta difettosa può essere causa di gravi inconvenienti come la bruciatura dell'asta stessa e l'inquinamento dell'olio lubrificante, oltre che di perdita di potenza. Il dispositivo di tenuta comprende in genere (fig. 301).:

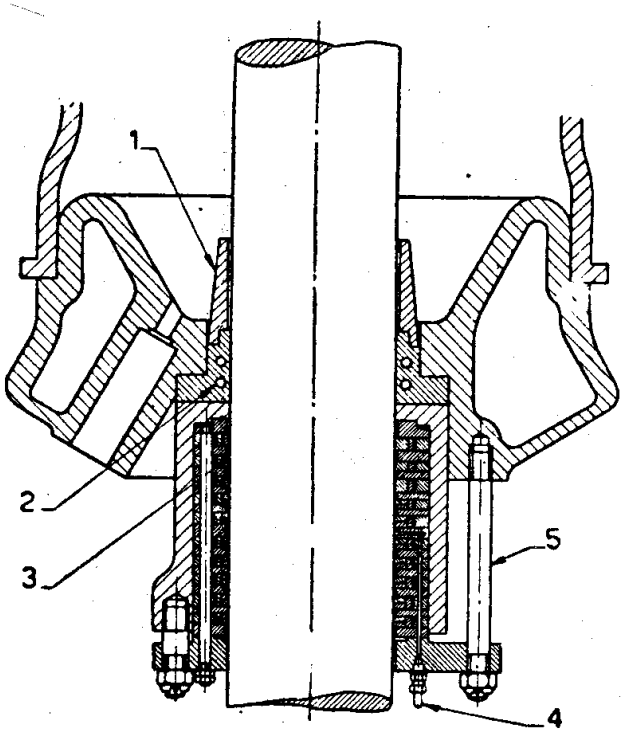


Fig. 301. – Dispositivo di tenuta dell'asta.

1, Parafiamma. – 2, Fori di circolazione dell'acqua di raffreddamento. – 3, Anelli di tenuta. – 4, Scarico delle perdite. – 5, Colonnette di fissaggio alla testata.

a) un *parafiamma*, costituito da un anello di materiale speciale resistente al calore, che si prolunga nell'interno della camera di combustione per proteggere l'asta dall'azione diretta della fiamma; il parafiamma è raffreddato con circolazione d'acqua;

b) un pacco di *anelli di tenuta* sovrapposti con l'interposizione di rondelle di acciaio rettificate, costituiti in genere di tre pezzi abbraccianti ognuno un angolo di 120° e mantenuti aderenti all'asta da anelli elastici; l'insieme dei diversi anelli, che sono in numero di 10 o 12, funziona anche come labirinto: una camera ed una tubazione raccolgono l'eventuale perdita di gas conducendola allo scarico.

Alcuni *anelli raschiaolio*, disposti al di sotto del dispositivo di tenuta, hanno lo scopo di trattenere l'olio che lungo la superficie dell'asta potrebbe salire nella camera di combustione.

Le testate sono in genere fuse in ghisa o in acciaio; talvolta sono costruite in acciaio fucinato.

194. Stantuffi.

A) **Stantuffi senza testa a croce.** — Il manovellismo senza testa a croce, che è usato in tutti i motori ad accensione per scintilla e nei motori Diesel veloci, trova applicazione, nel campo dei Diesel

lenti, soltanto nelle costruzioni di dimensioni ridotte che sono quasi sempre a 4 tempi e funzionano a regime piuttosto elevato. Un esempio di motore senza testa a croce è rappresentato in fig. 302.

Lo stantuffo è di massima confrontabile con quello dei motori ad accensione per scintilla; la lunghezza totale, in proporzione al diametro, è però maggiore, come pure è in genere maggiore il numero degli anelli di tenuta (da 4 nei motori piccoli a 8 in quelli grandi).

Nei motori piccoli *testa e mantello* formano un pezzo solo, mentre in quelli di dimensioni più rilevanti formano due parti distinte

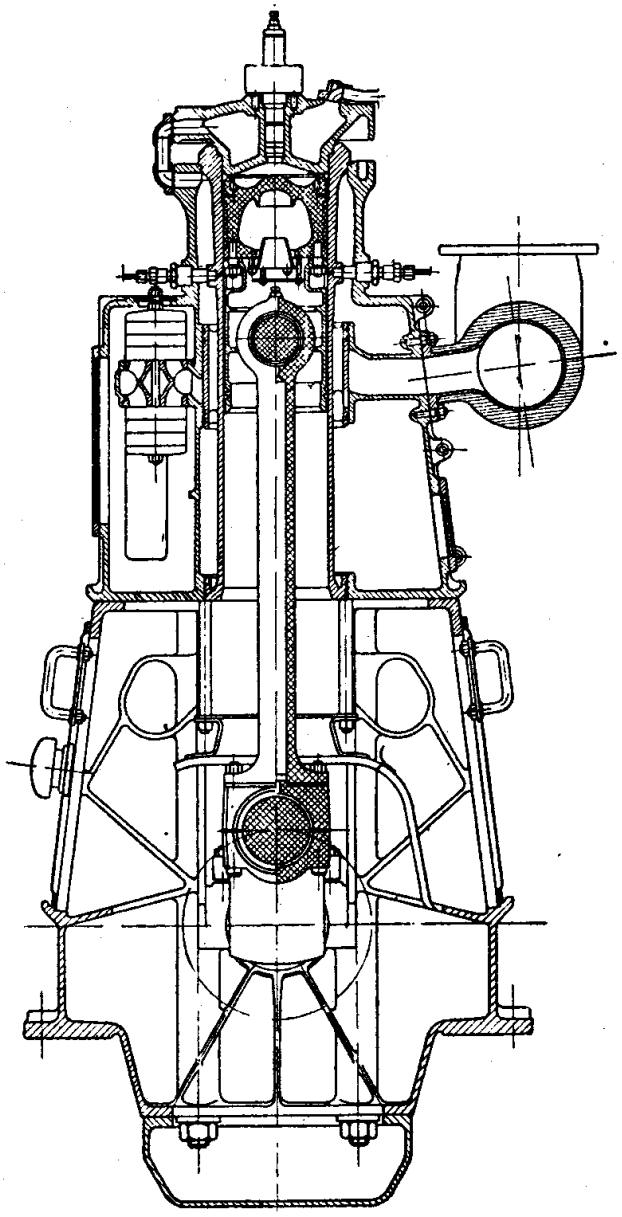


Fig. 302. – Motore a due tempi senza testa a croce.

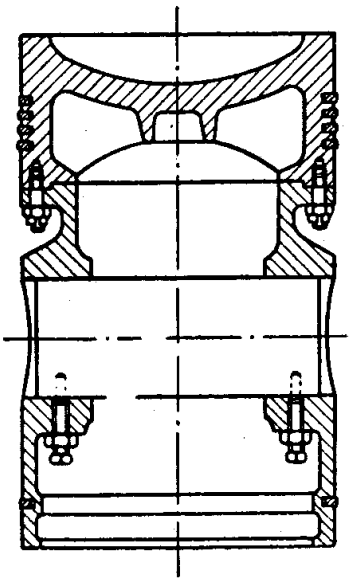


Fig. 303. – Stantuffo per motore senza testa a croce.

unite con bulloni (figg. 302 e 303). Generalmente la testa, che deve sopportare elevatissime sollecitazioni termiche, è costruita in acciaio ed il mantello in ghisa. La prima, per ragioni di dilatazione, viene costruita con una leggera conicità verso l'alto; il secondo viene, per la stessa ragione, lavorato in modo che la sua sezione retta sia un poco ellittica anzichè circolare. Si ottiene così che a caldo, in seguito alla dilatazione termica, sia assicurata una vasta superficie di contatto fra

stantuffo e camicia a tutto vantaggio della tenuta e della durata di questi importanti organi.

Gli anelli di tenuta sono disposti con i rispettivi tagli sfalsati in modo da creare maggiori difficoltà al trafilamento del gas; la posizione del taglio viene talvolta definita e mantenuta con una vite di fermo come si vede in fig. 304, dove sono rappresentati alcuni tipi di tagli con o senza coprigiunto. Gli anelli raschiaolio sono generalmente disposti nella parte bassa del mantello.

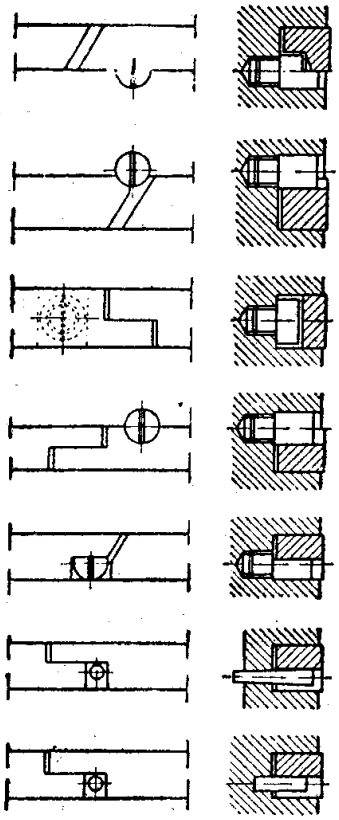


Fig. 304. – Sistemi di fissaggio degli anelli.

Il *perno* dello stantuffo è per lo più fissato nei mozzi del mantello con una vite trasversale o con un mezzo equivalente; in tal modo, eliminando lo scorrimento di rotazione fra perno e mozzi, i tratti di appoggio possono essere molto ridotti per lasciar posto ad un ben dimensionato cuscinetto del *piede di biella*.

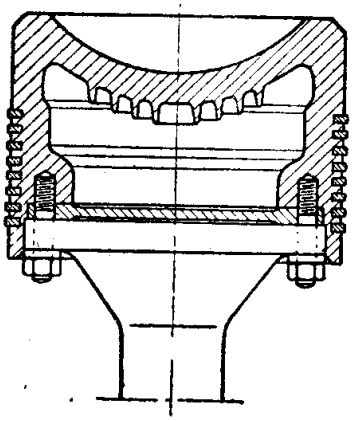


Fig. 305. – Stantuffo per motore a 4 tempi con testa a croce.

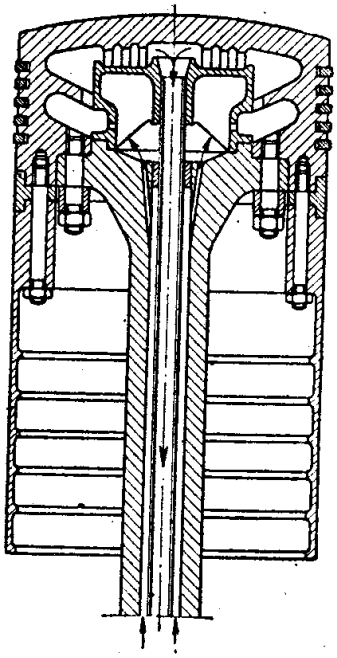


Fig. 306. – Stantuffo per motore a 2 tempi con testa a croce.

B) **Stantuffi con testa a croce.** — Sappiamo che con la presenza della testa a croce vengono eliminate le spinte laterali sullo stantuffo.

Nei motori a 4 tempi il compito dello stantuffo si riduce quindi a quello di far tenuta al fluido attivo e di trasmetterne la pressione all'asta, per cui il *mantello* viene praticamente abolito e la *testa* ridotta, in altezza, allo stretto necessario per dar posto alle fascie elastiche (fig. 305).

Nei motori a 2 tempi lo stantuffo deve compiere anche il suo ufficio di organo distributore ed è perciò ancora provvisto di un *mantello* di appropriata lunghezza. Il mantello deve evidentemente essere così lungo da coprire, nella posizione di P.M.S., sia le luci di immissione che quelle

di scarico; tuttavia, poichè non è soggetto a carico laterale, può essere semplificato ed alleggerito nei confronti di un mantello per stantuffo senza testa a croce (fig. 306).

In fig. 307 è rappresentato uno stantuffo per *motore a 2 tempi e doppio effetto*; essa indica con chiarezza come le parti essenziali che lo costituiscono siano tre:

a) una testa superiore del tutto simile a quella di un motore a 4 tempi e semplice effetto;

b) un mantello costituito da una parte superiore in ghisa, fissata alla testa superiore e portante vari anelli in lega speciale di rame per il centraggio dello stantuffo, e da una parte inferiore (mantello vero e proprio) di sottile lamiera d'acciaio;

c) una testa inferiore che differisce dalla superiore per avere il foro di passaggio dell'asta.

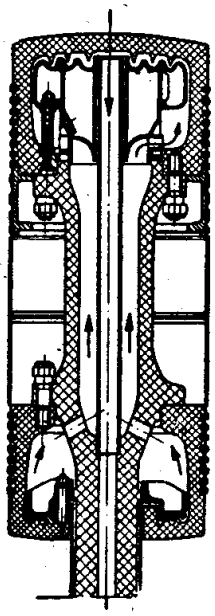


Fig. 307. – Stantuffo per motore a doppio effetto.

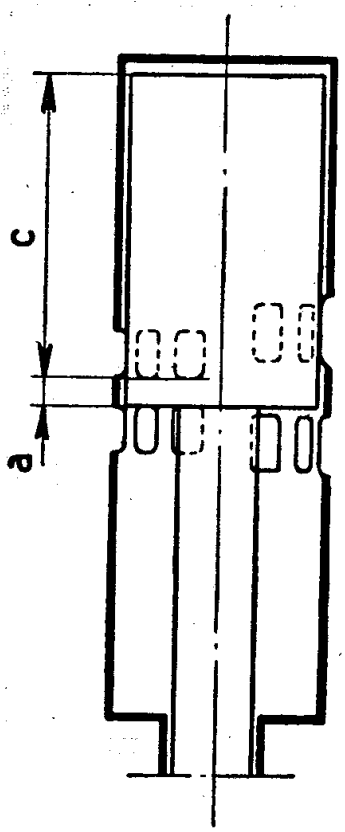


Fig. 308. – Lunghezza dello stantuffo nei motori a 2 tempi e doppio effetto.

Con riferimento alla fig. 308, nella quale abbiamo chiamato con c la corsa dello stantuffo e con a la lunghezza centrale di camicia priva di luci, risulta chiaro che la lunghezza dello stantuffo deve essere uguale alla somma $c + a$.

Le teste sono generalmente costruite in acciaio ed i mantelli in ghisa o, per ottenere maggior leggerezza, in lega d'alluminio. Il collegamento fra la testa (o le teste) e l'asta è sempre effettuato in modo rigido mediante un attacco a flangia assicurato da bulloni prigionieri nella testa.

195. *Raffreddamento degli stantuffi.*

Il calore raccolto dallo stantuffo viene normalmente trasmesso all'acqua refrigerante ed all'olio lubrificante per due vie e cioè:

— attraverso il contatto dello stantuffo con la parete del cilindro;

— attraverso la superficie interna dello stantuffo per radiazione e per contatto con l'olio lanciato dal manovellismo.

Quando il diametro dello stantuffo non è eccessivo, si può raggiungere il necessario grado di raffreddamento proporzionando gli spessori del fondo in modo da rendere facile la trasmissione del calore dalla zona centrale verso la periferia e modellando sulla superficie interna delle alette di raffreddamento in numero tale da prevenire deformazioni irregolari e tensioni molecolari interne che potrebbero essere causa di cattivo funzionamento e di rotture. Negli stantuffi a grande diametro la trasmissione del calore dalla zona centrale del fondo alla periferia sarebbe possibile solo adottando spessori ed alettature di dimensioni inammissibili sopratutto per ragioni di peso; per questi stantuffi si ricorre perciò ad un sistema di raffreddamento a circolazione di acqua o di olio.

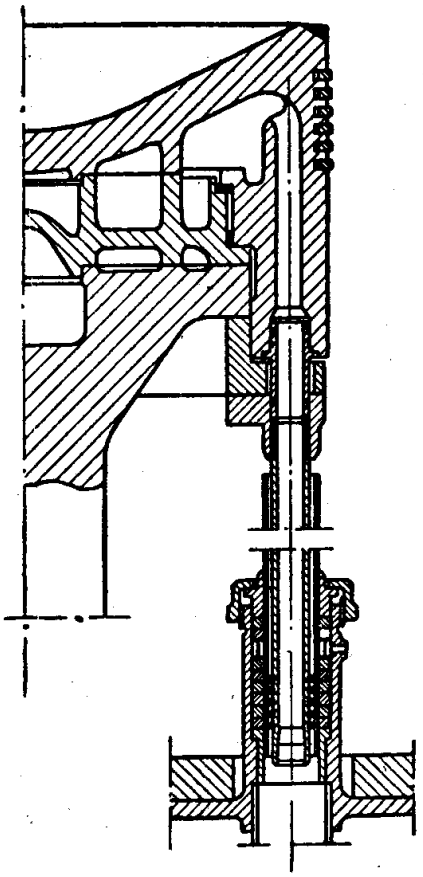


Fig. 309. – Raffreddamento dello stantuffo con tubi telescopici.

Nei *motori a doppio effetto,* mancando del tutto l'azione di raffreddamento per radiazione e per sbattimento d'olio, il raffreddamento a circolazione forzata si presenta come l'unica soluzione possibile del problema.

Il *raffreddamento a circolazione* può essere ottenuto con *acqua* (dolce o di mare) oppure utilizzando l'*olio lubrificante.*

Il raffreddamento ad acqua presenta l'inconveniente che le eventuali fughe possono inquinare l'olio e, nel caso dei motori a doppio effetto, raccogliersi nella camera di combustione inferiore dando luogo a depositi di sali. L'acqua viene portata alla testa dello stantuffo con un sistema di *tubi telescopici* provvisti di dispositivi di tenuta, detti anche *premistoppa,* formati da diverse guarnizioni di cuoio sovrapposte (fig. 309); i *tubi telescopici* sono in genere posti all'esterno dell'incastellatura per impedire che le perdite che si possono verificare in corrispondenza dei premistoppa cadano nell'interno del motore.

Attualmente, per ragioni di semplicità e sicurezza, è preferito il sistema a circolazione d'olio. Sebbene l'olio abbia un calore specifico inferiore all'acqua, i vantaggi che presenta la sua utilizzazione come liquido refrigerante sono tali da compensare abbondantemente questo leggero difetto. Infatti le perdite non sono da temersi, perchè vanno a raggiungere l'altro olio raccolto nella coppa, e le incrostazioni sono

di importanza assai minore di quelle che si hanno col raffreddamento ad acqua.

L'olio viene inviato allo stantuffo generalmente utilizzando come tubo di mandata la stessa asta, forata longitudinalmente. Nello stantuffo la corrente d'olio viene ripartita sul fondo per mezzo di un *diffusore*, con il quale si raggiunge anche lo scopo di dare alla circolazione una velocità maggiore nei punti a più alta temperatura, dove è più facile la formazione di incrostazioni (figg. 306 e 307). Il ritorno dell'olio avviene in genere di nuovo lungo l'asta, entro un tubo disposto nell'interno del foro di mandata (figg. 306 e 310).

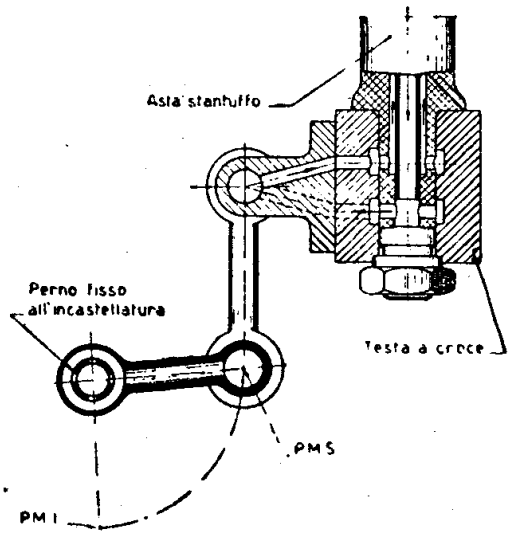


Fig. 310. – Tubi a ginocchio per il raffreddamento dello stantuffo.

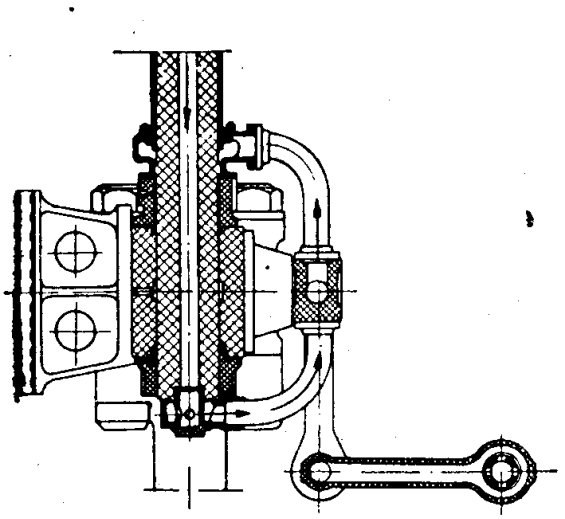


Fig. 311. – Circuito di raffreddamento dello stantuffo.

La fig. 311 mostra un'altra disposizione per condurre l'olio dalla testa a croce allo stantuffo e viceversa. L'olio giunge dall'incastellatura alla testa a croce a mezzo di un sistema di *tubi snodati a ginocchio* (figg. 310 e 311), aventi gli snodi privi di qualsiasi guarnizione a premistoppa (perchè le fughe, come abbiamo detto, non sono pericolose) e semplicemente guarniti di metallo bianco antifrizione.

Per dare un'idea dell'importanza del raffreddamento a circolazione di liquido facciamo presente che per mezzo di esso si può agevolmente ottenere nella zona centrale del fondo una temperatura di circa 270° dove, in sua assenza, la temperatura potrebbe invece raggiungere la temperatura di 600°.

196. Asta e testa a croce.

L'*asta* nei *motori a semplice effetto* è costituita da uno stelo cilindrico, in acciaio fucinato, portante alla sua estremità superiore una flangia circolare per l'attacco alla testa dello stantuffo, ed a quella in-

feriore un tratto cilindrico di diametro ridotto, terminato con una filettatura per il fissaggio alla *testa a croce.*

Nei motori a 2 tempi l'asta porta talvolta all'estremità superiore, al di sotto della flangia terminale, un collare che serve per centrare il mantello dello stantuffo (fig. 312); *nei motori a doppio effetto,* oltre la flangia terminale, ne porta un'altra intermedia per l'attacco della *testa inferiore* dello stantuffo (fig. 307).

La differenza essenziale fra l'asta di un motore a semplice effetto e quella di un motore a doppio effetto risiede nel fatto che, mentre la prima è sollecitata dalle pressioni di scoppio soltanto a compressione, la seconda è sollecitata alternativamente a trazione e compressione. In secondo luogo, mentre la prima può anche non avere alcuna funzione nel raffreddamento dello stantuffo, la seconda serve sempre come mezzo di conduzione del-

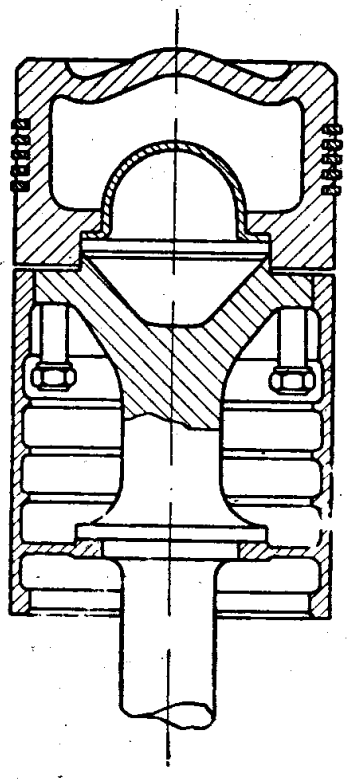


Fig. 312. – Stantuffo con mantello centrato sull'asta.

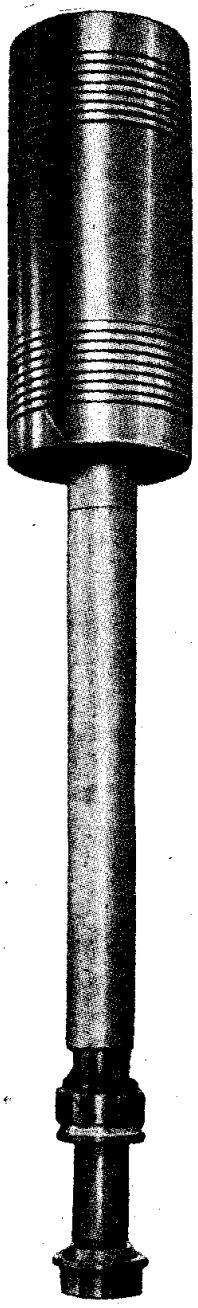
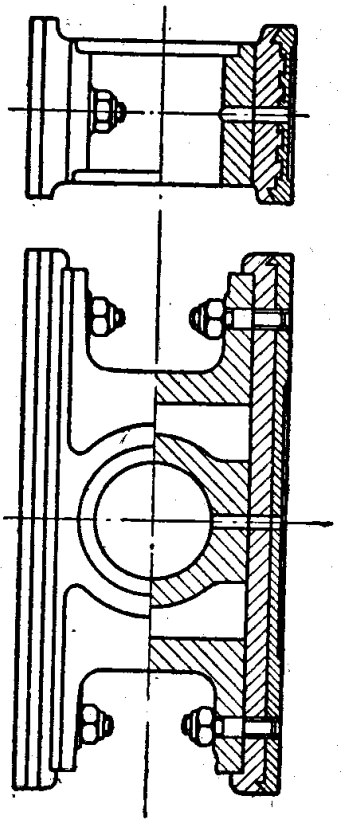


Fig. 313. – Asta e stantuffo di un motore a doppio effetto.

l'olio refrigerante. A tale scopo è forata longitudinalmente sul suo asse ed è spesso imprigionata in un tubo concentrico (fig. 307 e 311); la camera anulare fra questo tubo e l'asta serve per la mandata dell'olio mentre il foro assiale serve per il ritorno. Il tubo esterno è fissato in alto alla testa inferiore dello stantuffo ed è in basso semplicemente gui-

dato per consentire le dilatazioni; esso serve anche a proteggere l'asta dall'azione diretta della combustione e costituisce la sede su cui lavorano le fascie del dispositivo di tenuta.

La fig. 313 rappresenta l'asta e lo stantuffo di un grande motore a doppio effetto: l'altezza totale supera i 5 metri.



La *testa a croce*, che è l'organo di articolazione fra l'asta e la biella, è formata in genere da un corpo centrale a forma di parallelepipedo dal quale sporgono, su due lati opposti, due perni coassiali, fucinati in un sol pezzo d'acciaio col corpo centrale (fig. 314). I due perni servono per l'articolazione della biella, mentre il corpo centrale serve per il fissaggio dell'asta e del *pattino* (che è talvolta portato dai perni anzichè dal corpo centrale).

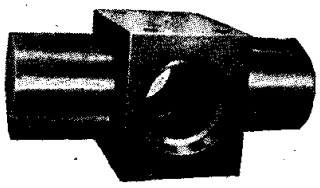


Fig. 314. – Testa a croce.

Fig. 315. – Pattino a guida doppia.

Il *pattino* che, come già sappiamo, può anche essere doppio, consiste in una mensola fusa in ghisa o in acciaio, bloccata sulla testa a croce con 4 o 6 bulloni passanti e tenuta in posizione corretta da una chiavetta o da spallamenti portati dalla testa a croce. Le figg. 292 e 315 ne mostrano la forma e indicano due sistemi per il fissaggio alla testa a croce; le due parti piane laterali che scorrono fra la *guida* e le *controguide* sono ricoperte di *metallo bianco antifrizione* e portano delle scanalature, a zig-zag o in croce, per la distribuzione dell'olio. Il pattino è pure quasi sempre guidato in senso trasversale e per questa ragione porta sui bordi laterali due piastre di bronzo fissate con viti, in sostituzione del metallo bianco difficilmente applicabile in tale posizione (figg. 292 e 316).

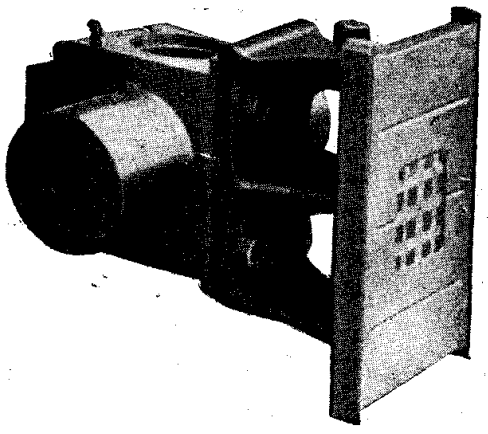


Fig. 316. – Pattino e testa a croce.

La lubrificazione del *pattino* e delle sue *guide* è fatta con olio proveniente dalla biella attraverso i cuscinetti che abbracciano i due perni della testa a croce oppure dall'asta dove è portato dai tubi a ginocchio; per mezzo di forature opportunamente dirette nei perni, nel corpo centrale della testa a croce e nel pattino stesso, l'olio arriva alla superficie da lubrificare. La pressione unitaria che generalmente viene ammessa sulla superficie lavorante del pattino varia in condizioni normali di funzionamento da 3 a 6 kg/cm²; quella fra i cuscinetti del piede di biella ed i rispettivi perni della testa a croce è di 100 ÷ 140 kg/cm².

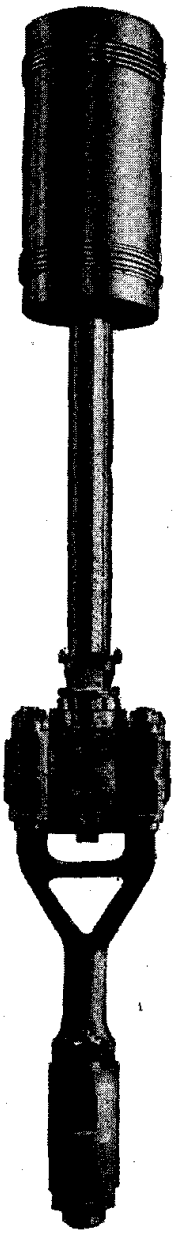


Fig. 317. – Biellismo con testa a croce per doppio effetto.

197. Biella.

Il *fusto* della biella è generalmente a sezione circolare ed è spesso forato assialmente a scopo di alleggerimento e per dare passaggio all'olio lubrificante.

Il *piede* di biella nei motori senza testa a croce è simile a quello dei motori ad accensione per scintilla, mentre nei motori con testa a croce ha una speciale *forma biforcuta* che è appunto una conseguenza dell'adattamento

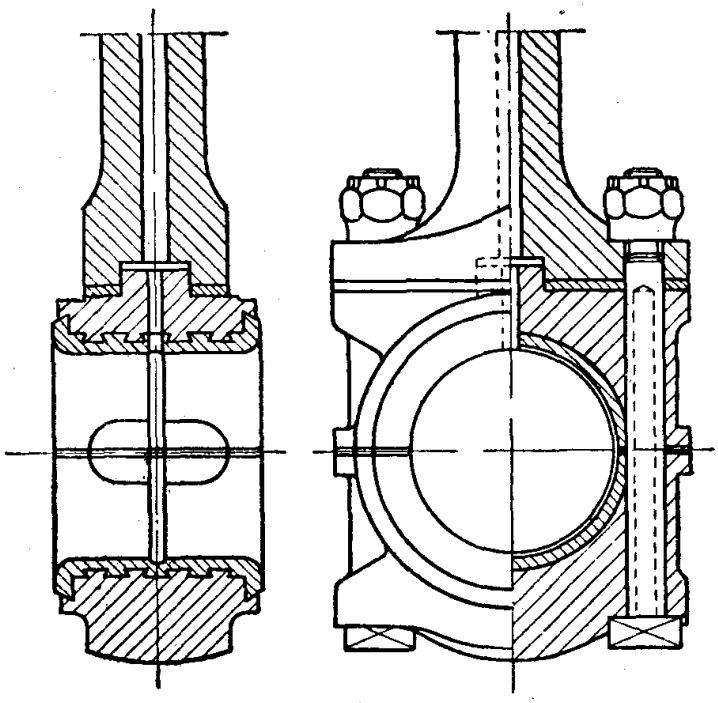


Fig. 318. – Testa di biella.

alla testa a croce. In questo secondo caso, in primo luogo per ragioni di montaggio e in secondo per facilità di aggiustamento sui perni, i *due cuscinetti di piede*, chiamati anche *cuscinetti di coda*, sono divisi in due su di un piano diametrale normale all'asse del fusto e sono tenuti in sede dai rispettivi *cappelli* (figg. 317 e 319).

Nei motori a doppio effetto, dato che la biella viene sollecitata a

trazione oltre che a compressione, questi cappelli devono essere particolarmente rinforzati come pure i loro bulloni di fissaggio.

La *testa di biella* (fig. 318) è quasi sempre riportata rispetto al fusto, il che è vantaggioso specialmente perchè, per mezzo di spessori interposti fra di essa e il piano d'appoggio portato dall'estremità del fusto, è possibile variare il rapporto di compressione del motore. È inoltre sempre divisa in corrispondenza di un piano diametrale del cuscinetto in modo analogo alle bielle dei motori ad accensione per scintilla fra il semi-cuscinetto superiore e quello inferiore abbracciato dal cappello si dispongono dei lamierini di vario spessore che permettono, in caso di usura, di ripristinare il gioco normale.

Il materiale usato per la costruzione della biella è l'acciaio forgiato; i cuscinetti della testa vengono fusi o stampati in acciaio e ricoperti di metallo bianco che in genere è a base di stagno, rame e antimonio; per i cuscinetti del piede viene talvolta usata in motori piccoli una lega a base di rame.

La fig. 319 rappresenta la biella completa di un grande motore a doppio effetto.

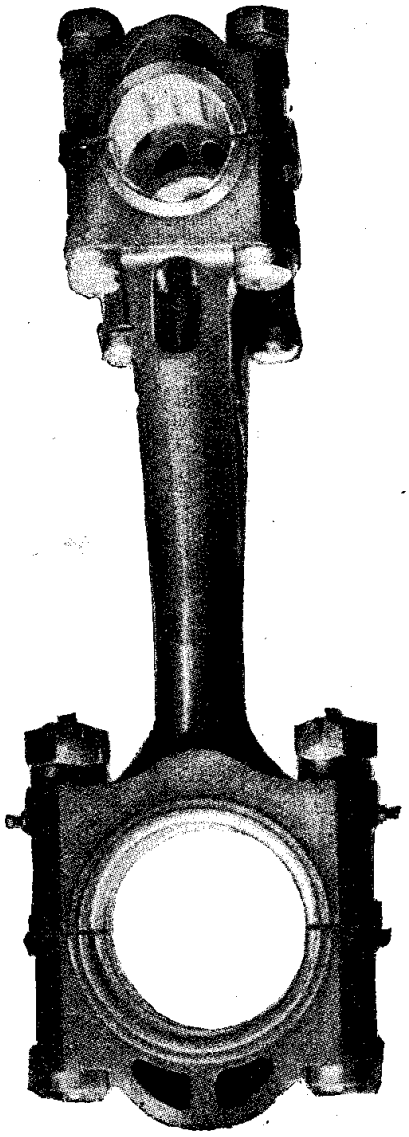


Fig. 319. – Biella per motore con testa a croce.

198. Albero a gomiti.

Per evidenti ragioni di resistenza e di ripartizione dei carichi, l'albero a gomiti è sempre disegnato in modo che ogni manovella sia compresa fra due sopporti di banco; in altre parole *il numero dei perni di banco è sempre uguale ad* $i + 1$, chiamando i il numero dei cilindri.

Per la costruzione dell'albero vengono seguiti alcuni sistemi che variano a seconda delle proporzioni dimensionali.

Quando le dimensioni non sono troppo grandi (ed in particolare nel caso in cui il raggio di manovella è piccolo in proporzione al diametro dei perni) si preferisce la costruzione in un sol tronco fucinato, per semplicità di lavorazione; nei casi di grande lunghezza totale si segue la norma di scomporre l'albero in alcuni tronchi uniti fra di loro con flangie circolari provviste di numerosi bulloni di collegamento. La suddivisione dell'albero a gomiti è subordinata alle esigenze e possibilità della fucinatura.

Quando invece le dimensioni dell'albero sono piuttosto rilevanti

si seguono due altri sistemi di costruzione che comunemente vengono chiamati ad *albero composto* e ad *albero semicomposto.*

Secondo il primo sistema i perni ed i bracci di manovella (questi ultimi sono chiamati anche *maschette*) vengono forgiati separatamente; nei bracci si praticano due fori ed in questi sono pressati a caldo i due perni torniti in precedenza con diametro di qualche millesimo di mm superiore a quello del rispettivo foro. Per impedire ogni possibilità di scorrimento fra perno di banco e manovella viene talvolta forzato, preso a metà fra il perno ed il braccio di manovella, un bullone facente funzione di chiavetta. La costruzione ad *albero composto* è evidentemente possibile solo quando il raggio di manovella supera in una certa misura la semisomma dei diametri del perno di banco e di biella; di mas-

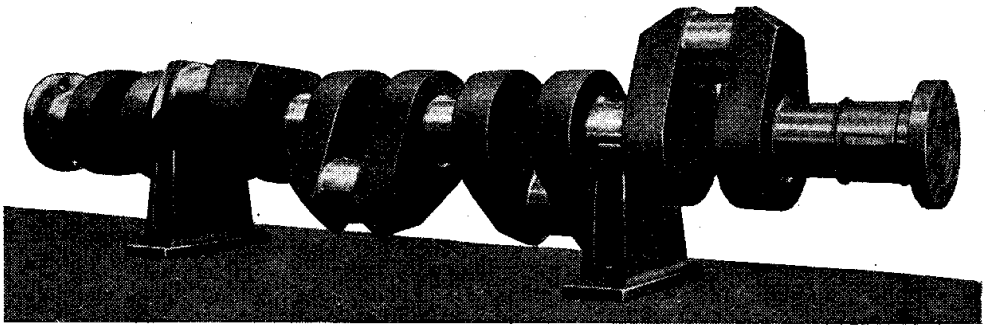


Fig. 320. – Albero semicomposto.

sima il raggio deve superare il diametro del perno di banco di almeno 1/3 del suo valore.

Quando questa condizione non è soddisfatta si ricorre alla costruzione del tipo *semicomposto* secondo il quale si forgiano separatamente le varie manovelle, formate ciascuna dal perno di biella con i due bracci, e si uniscono in seguito per mezzo dei perni di banco con montaggio analogo a quello sopra descritto.

La fig. 320, rappresenta un tronco d'albero di tipo semicomposto; due di questi tronchi costituiscono l'albero di un motore della motonave Vulcania già visto in fig. 285.

L'albero porta in genere ad una estremità il volano, mentre dall'altra comanda a mezzo di flangia un albero secondario formato dalle manovelle che azionano gli organi ausiliari; questi possono essere:

— il compressore dell'aria (nei motori con iniezione pneumatica);
— la pompa di lavaggio (nei motori a 2 tempi);
— le pompe di circolazione dell'acqua, dell'olio, ecc.

La ruota dentata che comanda l'albero degli eccentrici è bene che sia montata sull'albero a gomiti all'estremità che trasmette la potenza, poichè in questo punto la trasmissione del moto risulta più regolare.

Per la circolazione dell'olio sia i perni di banco che quelli di biella sono forati assialmente e radialmente: i fori assiali, che servono anche per alleggerimento, sono chiusi alle estremità da appositi coperchi o tappi spesso smontabili per la

pulizia interna; la comunicazione fra l'interno dei perni di banco e l'interno dei perni di manovella è data da fori inclinati praticati sulle manovelle.

Quando il motore è fornito del dispositivo di tubi a ginocchio per la refrigerazione dello stantuffo, la lubrificazione del perno di manovella viene fatta di preferenza prendendo l'olio dalla testa a croce attraverso i cuscinetti del piede di biella ed il foro assiale praticato nel fusto della biella stessa. In tal modo si risparmiano le forature inclinate nell'albero mentre si sfruttano in maggior misura i tubi a ginocchio; questi infatti forniscono così, oltre che l'olio per il raffreddamento dello stantuffo, quello per la lubrificazione dei pattini, dei perni della testa a croce e del perno di manovella.

È qui opportuno fare alcune considerazioni sulla posizione relativa di calettamento fra le manovelle degli alberi a gomiti di motori a più cilindri del tipo a *doppio effetto.*

Nei motori a 4 tempi, per ottenere un distanziamento uniforme fra le fasi di combustione, occorre che l'angolo fra le manovelle sia di $\frac{720^0}{2\,i}$ in cui, come è noto, i rappresenta il numero dei cilindri; l'albero risulta quindi uguale a quello di un 2 tempi a semplice effetto con ugual numero di cilindri.

Nei motori a 2 tempi l'angolo fra le manovelle diventa $\frac{360^0}{2\,i}$; è facile vedere che, per i motori a numero dispari di cilindri, la disposizione non può es-

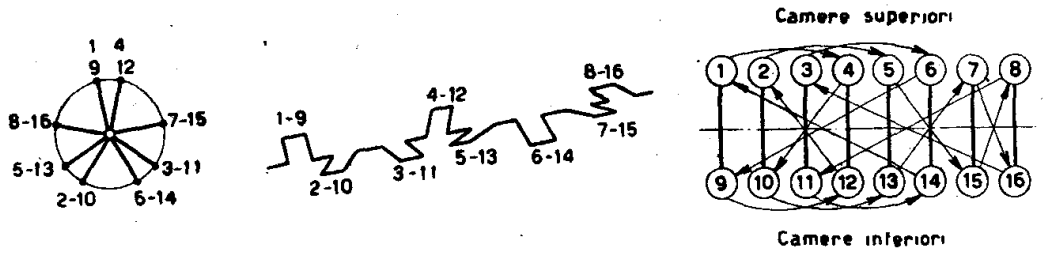


Fig. 321. – Schema dell'albero a gomiti e dell'ordine d'accensione di un 8 cilindri a 2 tempi e doppio effetto.

sere che quella di un albero di motore a semplice effetto con uguale numero di cilindri, mentre per i motori a numero pari le soluzioni possibili sono diverse. Poichè l'albero può non risultare staticamente equilibrato, come si vede dalla fig. 321 che rappresenta una delle disposizioni più equilibrate per un 8 cilindri, spesso si preferisce adottare, anche nel caso di numero di cilindri pari, la disposizione delle manovelle del semplice effetto; naturalmente vengono così a verificarsi, per ogni posizione di P.M., due combustioni contemporanee.

Facciamo notare che nel motore a 2 tempi a doppio effetto, data la contemporaneità in uno stesso cilindro dello scoppio in una camera e della compressione nell'altra, i carichi massimi sui cuscinetti vengono sensibilmente abbassati nei confronti dei motori a semplice effetto.

199. Cuscinetti.

I cuscinetti di banco sono formati da due gusci di acciaio fuso o stampato, rivestiti internamente di metallo bianco. Di regola i due gusci sono torniti esternamente secondo un cerchio concentrico alla sede interna, in modo che è possibile lo smontaggio del guscio inferiore

anche senza togliere l'albero a gomiti, facendolo ruotare intorno al suo perno. Talvolta i due gusci, o solamente quello inferiore, sono poligonali sul dorso il che permette, interponendo alcuni spessori fra il guscio

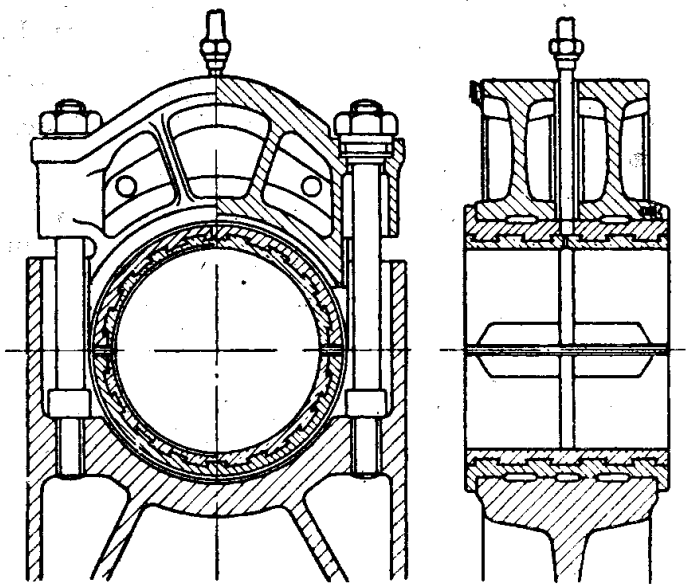


Fig. 322. – Cuscinetto di banco.

inferiore e il basamento, di registrare in altezza la posizione del cuscinetto.

Il *cappello* è fuso in ghisa o in acciaio; è generalmente in acciaio nei motori a doppio effetto, poichè è sollecitato a flessione dalla forza, diretta verso l'alto, prodotta dalla pressione del gas nella camera di combustione inferiore.

L'olio lubrificante arriva sotto pressione nel cuscinetto per mezzo di un tubo che, attraversando il

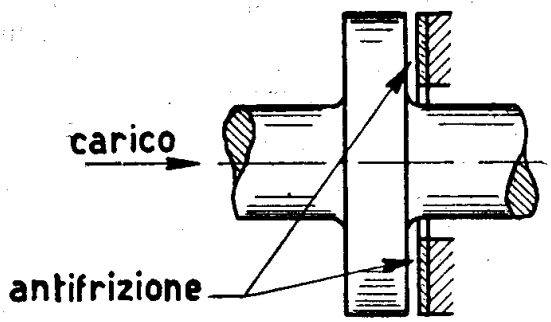


Fig. 323. – Cuscinetto di spinta a ralla circolare.

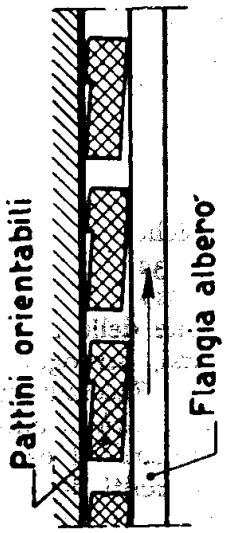


Fig. 324. – Cuscinetto di spinta Michell.

cappello, penetra in un foro del guscio superiore; sulla superficie di scorrimento l'olio arriva in corrispondenza di una scanalatura circolare che lo guida nell'interno dell'albero a gomiti e di altre scanalature trasver-

sali che lo distribuiscono sul perno. La fig. 322 rappresenta un esempio di cuscinetto di banco per motore a doppio effetto.

Il diametro dei cuscinetti di banco e di biella è definito dal diametro dei corrispondenti perni dell'albero a gomiti calcolati per resistere alle massime sollecitazioni previste. Fissato il diametro D, viene data al cuscinetto una lunghezza L tale che il valore del prodotto $p \cdot v$ massimo non superi di norma $280 \frac{kg}{cm^2} \times \frac{m}{s}$. La pressione unitaria non oltrepassa in genere i $40 \div 45$ kg/cm².

L'albero è trattenuto in senso longitudinale da un cuscinetto di spinta a ralla circolare (fig. 323), disposto normalmente verso l'estremità che trasmette la potenza; a questo scopo è provvisto di un collare avente superficie e spessore adeguati alla spinta che deve sopportare. Quando il motore comanda direttamente l'albero di propulsione di una nave, viene impiegato il cuscinetto Michell per sostenere la spinta dell'elica.

Il cuscinetto Michell, come è noto, è formato da numerose piccole piastre a forma di settori, che funzionano come dei pattini sullo strato di lubrificante interposto fra di esse e la superficie di spallamento presentata dalla flangia sporgente sull'albero (fig. 324).

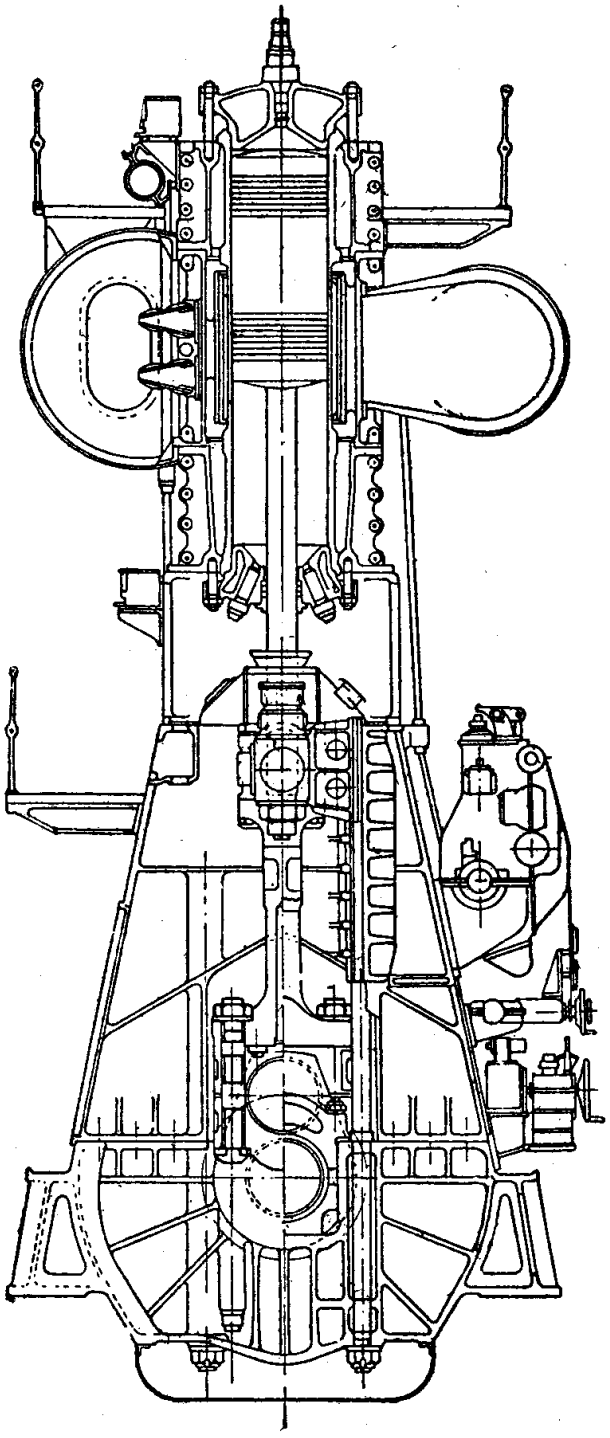


Fig. 325. – Sezione trasversale di un motore FIAT a 2 tempi e doppio effetto.

CAPITOLO TERZO

APPARATO D'INIEZIONE E REGOLAZIONE DEI MOTORI DIESEL LENTI

200. Compiti dell'iniezione e sistemi usati.

Per *iniezione* s'intende il complesso di operazioni necessarie per portare il combustibile nell'interno del cilindro a contatto con l'aria comburente, nel modo più adatto ad ottenere la combustione più regolare ed efficace possibile agli effetti dello svolgimento del ciclo.

Una buona iniezione deve soddisfare alle seguenti condizioni:

1°) fornire per ogni ciclo la quantità di combustibile necessaria;

2°) introdurre il combustibile nell'istante opportuno e secondo una legge prestabilita;

3°) suddividerlo in piccolissime goccie che possano bruciare rapidamente;

4°) distribuire le goccie nella camera di combustione nel modo migliore per portarle a contatto con l'aria comburente.

Le varie funzioni vengono assolte dalla *pompa del combustibile* e dal *polverizzatore* o *iniettore*; il funzionamento di questi due organi è diverso a seconda che l'iniezione è *pneumatica* o *meccanica*.

Con l'iniezione pneumatica, detta anche *iniezione a polverizzazione*, viene sfruttato, come già è stato accennato, l'effetto di trascinamento di una corrente d'aria ad alta pressione; con quella meccanica, detta anche *iniezione solida*, il combustibile viene direttamente iniettato, e contemporaneamente polverizzato, sotto la spinta di una elevatissima pressione.

Sebbene la prima idea di R. Diesel fosse stata di introdurre il combustibile direttamente nel cilindro per pura pressione dovuta alla pompa, il motore Diesel è nato come motore ad *iniezione pneumatica*; il progresso meccanico e tecnologico ha permesso però in questi ultimi tempi di ritornare all'idea primitiva ed *oggi viene applicata quasi esclusivamente l'iniezione meccanica*.

L'abbandono del sistema pneumatico è giustificato dal fatto che esso richiedeva un compressore d'aria ad alta pressione provvisto di refri-

geratori, tubazioni, valvole, ed un complicato meccanismo di comando dei polverizzatori che comportavano complessivamente un peso, un ingombro ed un costo assai rilevanti. Con l'*iniezione meccanica* questi organi sono stati eliminati a vantaggio non solo della semplicità, ma anche della sicurezza di funzionamento e della minor richiesta di manutenzione.

Tuttavia, poichè sono ancora in servizio numerosissimi motori con iniezione pneumatica, descriveremo per sommi capi anche questo sistema.

201. *Iniezione pneumatica: pompa del combustibile.*

L'iniezione pneumatica è ottenuta con i seguenti dispositivi:

a) *una pompa del combustibile*;

b) *un compressore*;

c) *un polverizzatore.*

La pompa del combustibile, alimentata per caduta da un serbatoio e comandata per mezzo di eccentrici, *dosa* il combustibile e lo *distribuisce* ai vari polverizzatori durante il periodo in cui questi sono chiusi; il combustibile destinato ad ogni cilindro rimane nel rispettivo polverizzatore ed attende la fase di iniezione sotto una pressione d'aria di circa 70 kg/cm² fornita da un apposito compressore. Quando, mediante il meccanismo della distribuzione, viene aperta la valvola del polverizzatore, il combustibile trascinato e suddiviso dall'aria compressa entra violentemente nel cilindro; la valvola si chiude dopo che tutta la dose di combustibile è stata iniettata.

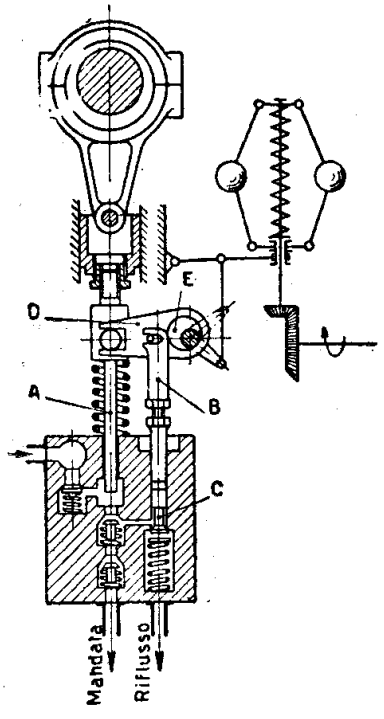


Fig. 326. – Schema di pompa per l'iniezione pneumatica.

Pompa del combustibile. — È una pompa a stantuffo ed ha il doppio compito di pompa vera e propria e di dosatore. È in genere provvista di tre *valvole*: una di *aspirazione*, una di *mandata* ed una di *riflusso*, le prime due sono automatiche e la terza è comandata.

La pompa è proporzionata per una portata largamente superiore a quella necessaria per la massima potenza; la *regolazione* secondo il carico richiesto viene ottenuta per mezzo della valvola di riflusso che fa rifluire nel condotto di aspirazione, durante la corsa di mandata, la quantità di combustibile eccedente. Come valvola di riflusso è spesso utilizzata la valvola di aspirazione.

Una delle pompe più moderne e più

usate è quella schematicamente rappresentata nella fig. 326 in fase di mandata.

La mandata comincia con la corsa discendente dello stantuffo *A* e finisce quando la punteria *B* apre la valvola di riflusso *C*. La regolazione della portata della pompa, che consiste nella variazione

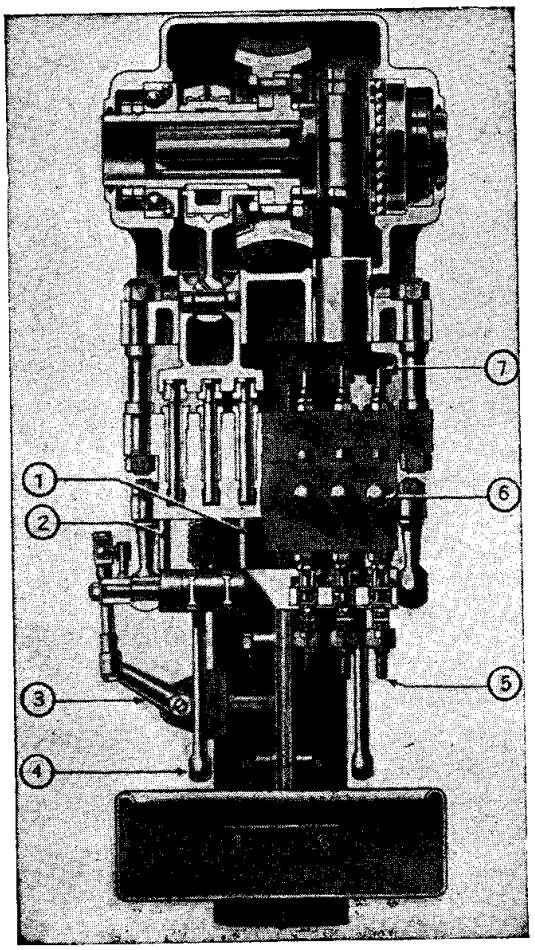


Fig. 327. – Sezione longitudinale d'una pompa per l'iniezione pneumatica.

1, Tirante per il comando del riflusso. – 2, Comando del regolatore. – 3, Comando per la regolazione a mano. – 4. Comando per l'arresto del motore. – 5, Ingresso combustibile. – 6, Pompetta di riempimento a mano. – 7, Uscita combustibile.

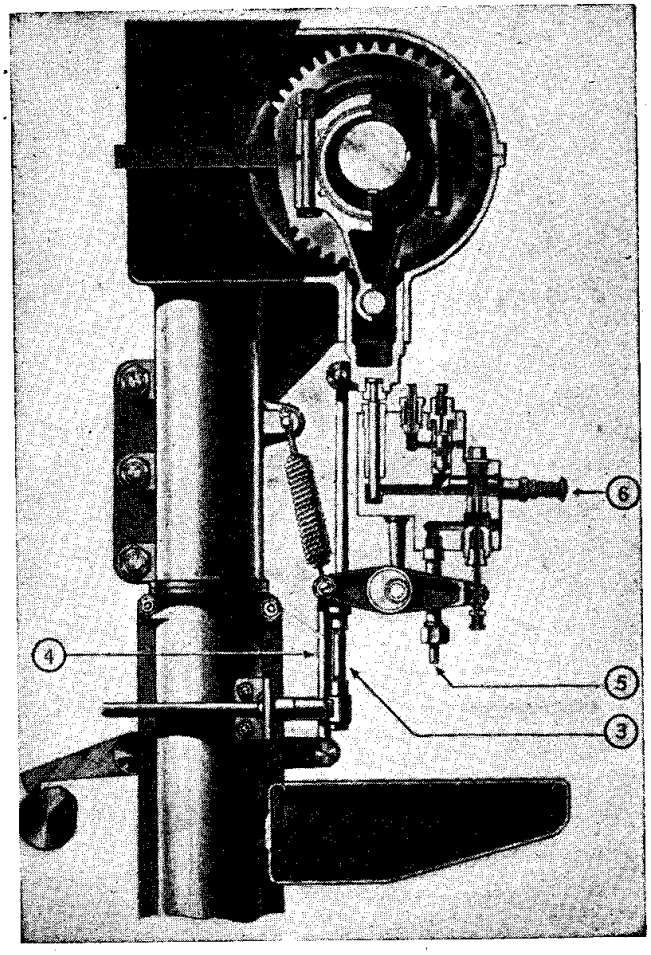


Fig. 328. – Sezione trasversale d'una pompa per l'iniezione pneumatica.

3, Comando per la regolazione a mano. – 4, Comando per l'arresto del motore. – 5, Ingresso combustibile. – 6, Pompetta di riempimento a mano.

dell'istante di apertura di questa valvola, è ottenuta mediante l'eccentrico *E* con il quale si sposta il centro di rotazione della leva in modo da avvicinare od allontanare *B* da *C*. Un regolatore centrifugo comanda attraverso un sistema di leve l'eccentrico e mantiene automaticamente la portata al valore corrispondente al carico cui è sottoposto il motore. La valvola di mandata è doppia per impedire un eventuale gocciolamento del riflusso.

Poichè, purchè siano chiusi i polverizzatori, la mandata può av-

venire in qualsiasi istante, è facile realizzare il comando di un gruppo di pompe con un solo eccentrico dato che i polverizzatori stanno aperti solo per un angolo di $20^0 \div 25^0$ dell'albero della pompa e la durata della mandata, riferita alla rotazione di questo albero, può essere ridotta in modo tale da inserirsi fra i periodi di polverizzazione anche di parecchi cilindri. I cilindri comandati con un solo eccentrico non superano però, in genere, il numero di quattro.

Esistono altri schemi di pompe oltre quello descritto ma basati sullo stesso principio e facilmente comprensibili. Le figg. 327 e 328 mostrano in due sezioni la pompa di un motore a 6 cilindri composta di due gruppi di tre.

202. Compressore.

L'aria compressa per la polverizzazione è fornita da un compressore comandato direttamente dal motore e serve anche per l'avviamento del motore. L'impianto d'aria compressa (fig. 280) comprende, oltre il compressore, i *serbatoi*, o bombole, di cui uno o due servono per l'alimentazione dei polverizzatori e uno, o una batteria, per l'avviamento; in genere se ne dispone un terzo come riserva e per servizi vari. Nel primo la pressione si aggira sui $65 \div 70$ kg/cm^2; negli altri due sono sufficienti $35 \div 40$ kg/cm^2. Per poter raggiungere pressioni elevate è necessario comprimere l'aria per gradi (in genere tre), raffreddandola mediante refrigeranti fra un grado e l'altro, in modo da avvicinare il più possibile le condizioni di una compressione isotermica, che offre il vantaggio della minima spesa di lavoro. La compressione isotermica non potrebbe essere attuata in una sola fase per la impossibilità di realizzare nel cilindro una sottrazione di calore sufficientemente energica.

La fig. 329 rappresenta in diagramma (p, v) la curva della pressione realizzata con un compressore a tre fasi e quella dell'isotermica corrispondente. Come si vede, il diagramma reale è formato da tratti di politropiche quasi adiabatiche uniti da tratti a pressione costante corrispondenti ai diversi raffreddamenti tra fase e fase.

La suddivisione della compressione in più fasi è anche necessaria per ridurre la perdita di rendimento volumetrico causata dall'espansione dell'aria compressa negli spazi nocivi; il raffreddamento dà inoltre evidenti vantaggi per quanto riguarda la lubrificazione e la conservazione degli organi.

Il consumo dell'aria per l'iniezione, grazie ad accorgimenti particolari attuati nei polverizzatori, è circa proporzionale alla potenza fornita dal motore, ossia circa proporzionale al numero di giri; il fabbisogno per gli avviamenti è invece rappresentato da brevi periodi di forte consumo, molto rari però, date le caratteristiche di impiego dei motori Diesel lenti. Questo spiega perchè il compressore è proporzio-

nato per portate di poco superiori al fabbisogno continuo di polverizzazione, valutabile in circa 2 m³ per ogni kg di combustibile; la maggiorazione è in genere di circa il 20÷30 % del fabbisogno corrispondente alla massima potenza.

Quando i vari serbatoi sono completamente caricati, un regolatore di pressione parzializza la valvola di aspirazione del compressore, che fornisce così solo l'aria occorrente per la polverizzazione.

Il *compressore* è normalmente situato all'estremità dell'albero motore opposta a quella che trasmette la potenza; nei motori a due tempi è comandato dallo stesso tronco di albero che comanda la pompa di lavaggio.

Il compressore rappresentato in fig. 330 è costituito da un unico cilindro a tre diametri entro cui lavora uno stantuffo a scalini azionato mediante biella e manovella. Il cilindro è di ghisa e costruito in due parti: il corpo principale costituisce il cilindro di bassa e di media pressione e porta, di fusione, i canali di aspirazione e compressione della bassa e della media pressione ed i passaggi per l'acqua di raffreddamento; questo corpo è chiuso superiormente da una testata che limita il cilindro della bassa pressione e che porta quello dell'alta pressione. Il cilindro dell'alta pressione è provvisto di camicia riportata e di testata, ambedue raffreddate con circolazione d'acqua. Lo stantuffo è di ghisa, con lo scalino di alta

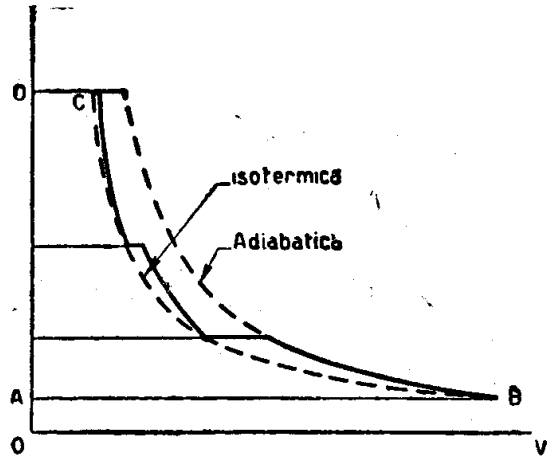


Fig. 329. – Diagramma di una compressione a tre fasi.

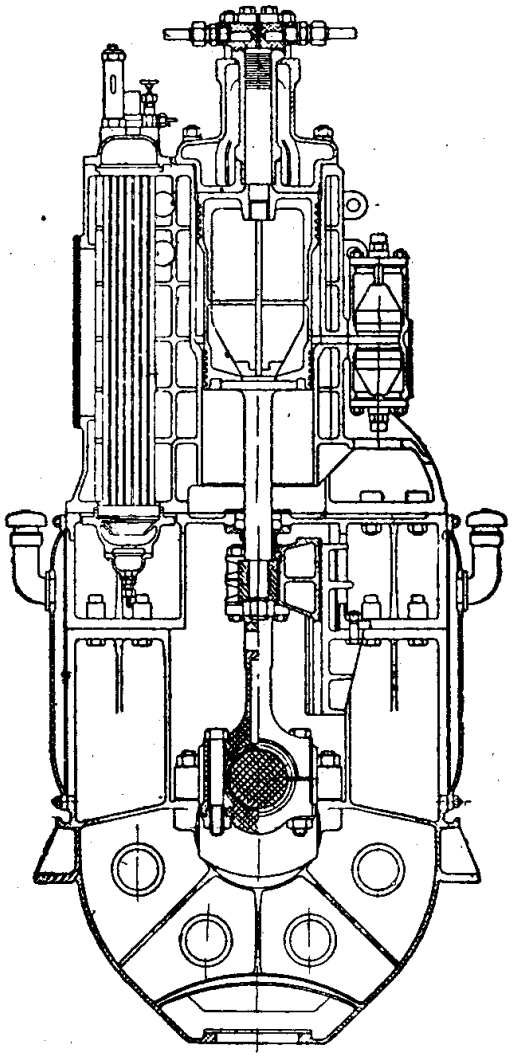


Fig. 330. – Compressore a tre fasi.

pressione in genere riportato su quello di bassa pressione; la distribuzione è di solito affidata a valvole automatiche.

Il compressore è una macchina delicata, sopratutto per quanto riguarda le valvole ed i refrigeranti, ed è perciò molto importante che venga curata la separazione e lo scarico dell'acqua proveniente dall'umidità dell'aria aspirata, e la lubrificazione. Quest'ultima richiede cure particolari perchè, data l'alta temperatura in gioco, l'olio può decomporsi formando prodotti volatili, depositi ed acidi grassi (ricordiamo a questo proposito che la temperatura dell'aria alla fine di ogni fase di compressione è di 150 ÷ 200°).

I prodotti volatili possono formare coll'aria una miscela combustibile che può accendersi ed esplodere nel cilindro o nelle tubazioni qualora il raffreddamento non sia sufficiente. I depositi, imbrattando le pareti, ostacolano il movimento dell'aria ed incollano gli anelli degli stantuffi e le valvole automatiche, compromettendone la tenuta ed il funzionamento. Gli acidi corrodono e logorano gli organi e specialmente i tubi dei refrigeranti, dove più facilmente essi si depositano. Per un buon funzionamento è necessaria quindi una distribuzione uniforme del lubrificante onde ridurre al minimo la quantità di olio necessaria per la completa lubrificazione; devono essere impiegati olii di buona qualità, privi di sostanze acide e con elevato punto d'infiammabilità.

Il compressore assorbe una potenza che rappresenta il 6 ÷ 8 % della potenza indicata del motore; tenendo conto che parte di essa viene ricuperata coll'espansione dell'aria nei cilindri, si può ritenere che la riduzione della potenza indicata del motore vari dal 3 al 4 %.

203. *Polverizzatore pneumatico.*

Al polverizzatore spetta il compito di *polverizzare* e *diffondere* nella camera di combustione il combustibile dosato dalla pompa; esso deve compiere questa funzione a tempo opportuno, cioè nella *giusta fase*, per cui è comandato dal meccanismo della distribuzione. L'apertura e la chiusura dell'*ugello di efflusso* sono ottenute con una *valvola a punta conica*, tenuta in sede da una molla: questa valvola consiste in un'asta cilindrica uscente dalla parte superiore del corpo del polverizzatore per prendere il comando dalla distribuzione, e terminante alla sua estremità inferiore con una punta conica (spina); la tenuta fra il corpo e l'asta è assicurata da un premistoppa.

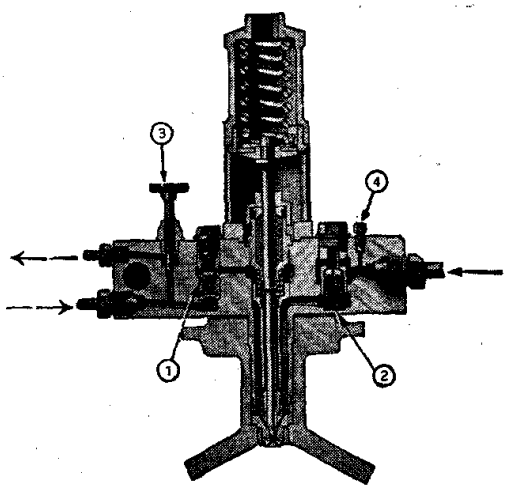


Fig. 331. – Polverizzatore per l'iniezione pneumatica.

1, Valvola di ritenuta del combustibile. – 2, Valvola di ritenuta dell'aria. – 3, Sfogo combustibile. – 4, Sfogo aria.

Come si vede dalla fig. 331 il polverizzatore porta, nello spessore della sua flangia di attacco alla testata, i seguenti organi di intercettazione:

— una *valvola di ritenuta del combustibile* (1) atta a permetterne l'entrata e ad impedire nello stesso

tempo che l'aria compressa penetri nella canalizzazione proveniente dalla pompa;

— una *valvola di ritenuta dell'aria* (2) avente scopi analoghi;

— *una valvola di spurgo* (3) inserita *sulla mandata del combustibile* prima della valvola di ritenuta, per lo scarico dell'aria che si può trovare nella tubazione fra pompa e polverizzatore;

— *una valvola di spurgo* (4) *sulla mandata dell'aria* per eventuali scarichi e controlli.

L'asta è racchiusa in un cilindretto detto *mescolatore a piastrine* (fig. 332); questo porta in basso una serie di dischi a fori sfalsati ed una parte conica scanalata, che servono a mescolare uniformemente il combustibile (proveniente dall'intercapedine fra asta e mescolatore) con l'aria compressa esistente nella camera anulare fra il corpo del polverizzatore ed il mescolatore. Nella fig. 331 i dischi sono ridotti a due, ricavati da un sol pezzo.

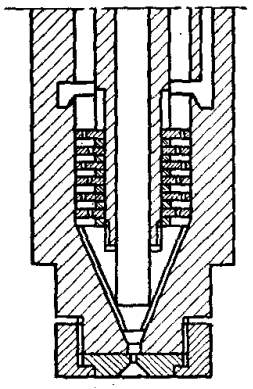


Fig. 332. – Mescolatore a piastrine.

L'estremità del polverizzatore è formata dall'*iniettore* vero e proprio (ossia da una calotta di acciaio provvista di fori opportunamente disposti e variamente orientati a seconda della forma della camera di combustione) che serve a diffondere il combustibile finemente suddiviso.

L'inizio dell'iniezione coincide con l'apertura della *spina* e la fine con l'esaurimento della dose di combustibile.

204. *Iniezione meccanica.*

Nel sistema d'*iniezione meccanica*, detto anche *d'iniezione solida*, il complesso delle operazioni si svolge nel seguente modo: una pompa, alimentata dal serbatoio e mossa dal motore stesso, dosa e distribuisce ai polverizzatori dei vari cilindri il combustibile; questo, sotto la pressione fornita dalla pompa, vince nei polverizzatori la resistenza di una valvola caricata da una molla, e penetra nella camera di combustione opportunamente polverizzato e diffuso. Poichè l'iniezione avviene automaticamente durante la mandata della pompa come conseguenza diretta dell'innalzamento di pressione, la pompa deve essere in fase col motore perchè l'iniezione abbia inizio nell'istante più adatto allo svolgimento del ciclo.

Mentre nell'*iniezione pneumatica* il polverizzatore è caricato di volta in volta della quantità di combustibile fornita dalla pompa, e viene poi, nella fase d'iniezione, scaricato e lavato dalla corrente d'aria compressa, *nell'iniezione meccanica* esso rimane sempre pieno di combustibile il quale forma nell'interno della pompa e della tubazione, fino all'ago dell'iniettore, una colonna continua che avanza durante i periodi d'iniezione sotto la spinta delle pressioni generate nella pompa.

Le ragioni per le quali l'iniezione meccanica ha in questi ultimi anni completamente soppiantato quella pneumatica sono le seguenti:

1°) soppressione del compressore, organo delicato e di costruzione complessa, pesante e di basso rendimento;

2°) eliminazione del complicato sistema di tubazioni e di valvole che formano il circuito dell'aria compressa;

3°) eliminazione del comando degli iniettori;

4°) maggior semplicità di regolazione.

È inoltre da tener presente che la pressione finale di compressione nei cilindri del motore, che con il sistema pneumatico deve essere di circa 35 kg/cm² per compensare il raffreddamento dovuto all'espansione dell'aria introdotta col combustibile, può essere abbassata a circa 30 kg/cm² nel caso dell'iniezione meccanica; il miglioramento economico totale può essere valutato a circa il 7 %. Si aggiunga che, d'altra parte, l'iniezione pneumatica si è dimostrata poco adatta per motori veloci.

Questi vantaggi compensano largamente le difficoltà di lavorazione che debbono essere superate nella costruzione della pompa e degli iniettori.

Per quanto riguarda l'influenza sulla combustione possiamo dire che non esistono differenze sostanziali fra i due sistemi. Esistono invece differenze notevoli di funzionamento per realizzare le stesse condizioni di polverizzazione: nel sistema ad iniezione pneumatica la polverizzazione è facilitata dall'intimo mescolamento dell'aria con il combustibile; nel sistema ad iniezione meccanica, invece, il combustibile giunge nell'iniettore con un fronte compatto e la polverizzazione è realizzata mediante la formazione di un moto vorticoso assai spinto, ottenuto nel passaggio sotto forti pressioni attraverso piccoli fori di efflusso.

La necessità di una elevata pressione di iniezione è anche dovuta al fatto che il combustibile puro richiede una pressione maggiore che non la sua miscela con aria per ottenere uguali velocità di efflusso.

Perciò il sistema ad iniezione meccanica funziona con pressioni di circa 500 kg/cm² (in casi eccezionali può raggiungere i 1000 kg/cm²) e comporta iniettori con fori di efflusso assai piccoli.

Queste forti pressioni, la velocità con cui si producono e si ripetono, la lunghezza ed il diametro delle tubazioni dalla pompa agli iniettori, l'elasticità delle tubazioni e del fluido, la pressione residua nelle tubazioni (ad iniezione avvenuta) dovuta al carico esercitato dalla molla sull'ago dell'iniettore, sono causa di disturbi di diverso genere, quali la formazione di onde di pressione, gocciolamenti, ritardi all'inizio dell'iniezione rispetto all'inizio della mandata della pompa e di altri che, essendo in diretta dipendenza dalla velocità del motore, non possono essere completamente evitati se il motore è impiegato a regimi diversi.

Poichè quindi nell'iniezione meccanica molti sono i fattori che va-

riano al variare della velocità del motore (mentre nell'iniezione pneumatica varia solo la velocità di apertura dell'ago del polverizzatore e rimane costante la pressione, che è il fattore più importante del fenomeno), è evidente che l'iniezione pneumatica presenta il vantaggio di una maggiore costanza delle condizioni di iniezione; ciò porta ad una messa a punto più facile e più adatta a tutti i regimi.

Tuttavia il bilancio dei pro e dei contro è ancora in favore del sistema meccanico perchè i vantaggi derivanti dalle più costanti condizioni di polverizzazione fornite dal sistema pneumatico non possono compensarne i difetti già descritti.

205. *Pompa d'iniezione meccanica.*

Non differisce di massima da quella per l'iniezione pneumatica; anche questa (fig. 333) è una pompa a stantuffo tuffante con regolazione della mandata per mezzo di una valvola di riflusso. Ma mentre nel sistema pneumatico il riflusso poteva indifferentemente precedere o seguire la fase di mandata, in quello meccanico deve effettuarsi sempre dopo di questa, in modo che la valvola di sfogo funzioni come interruttore e non come ritardatore della mandata, per poter mantenere invariato l'inizio dell'iniezione.

Si ha tuttavia qualche esempio di pompa (Sulzer) con regolazione mediante variazione dell'inizio della mandata; essa è però solo particolarmente adatta alla propulsione nautica dove un aumento di carico del motore, che porta sempre ad un aumento del numero di giri, è compatibile con un aumento dell'anticipo dell'iniezione.

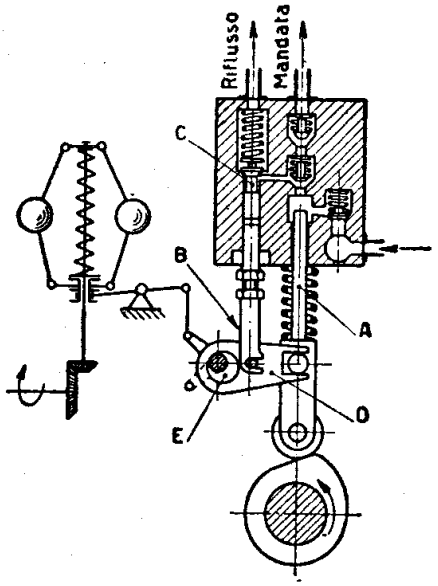


Fig. 333. – Schema di pompa per l'iniezione meccanica.

Nella pompa per l'iniezione meccanica, dato l'alto valore delle pressioni in gioco, è necessaria una grandissima precisione di lavorazione. Gli stantuffi sono evidentemente comandati singolarmente e ciò è fatto a mezzo di sagome eccentriche non circolari, per realizzare forti velocità nel tratto di corsa utilizzato per l'iniezione.

Gli elementi, alimentanti ciascuno un cilindro, sono raccolti in gruppi entro carcasse che sostengono l'albero degli eccentrici, e sono disposti in modo che ogni parte possa essere facilmente smontata anche durante il funzionamento del motore; a tale scopo apposite valvole permettono di intercettare l'arrivo del combustibile all'aspirazione di ciascun elemento.

Anche qui la regolazione del riflusso è ottenuta mediante i noti

schemi. Il tipo di regolazione basata sulla variazione della corsa dello stantuffo può dirsi ormai abbandonato: tale variazione veniva realizzata spostando assialmente l'albero degli eccentrici, i quali erano opportunamente sagomati, oppure mediante sistemi di leve.

Si sta diffondendo, nel campo dei motori lenti ad iniezione meccanica, il sistema di regolazione a *stantuffo rotante*, che è generalizzato sui Diesel veloci con ottimi risultati; ne rimandiamo la descrizione al § 229.

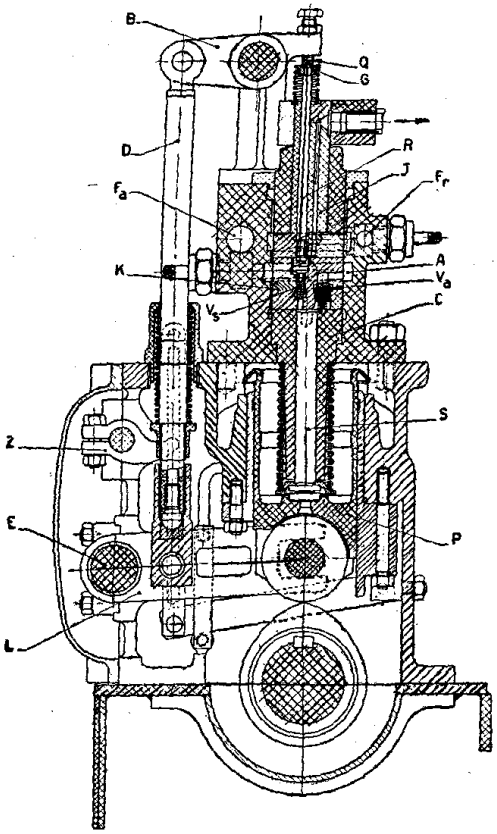


Fig. 334. – Pompa del combustibile per l'iniezione meccanica.

La fig. 334 rappresenta una pompa FIAT; in essa si nota:

— il cilindro C col relativo stantuffo S fra i quali la tenuta è assicurata per la grande precisione dell'accoppiamento;

— il corpo K sede delle valvole automatiche di aspirazione V_a e scarico V_s;

— il corpo J sede della valvola di riflusso R.

Quando, durante la corsa di mandata dello stantuffo S, viene aperta la valvola di riflusso R, il combustibile esce in una camera anulare A per ritornare attraverso un apposito foro F_r nel condotto di aspirazione F_a. L'apertura della valvola R può essere fatta in un momento qualsiasi dopo la mandata, per modo che è possibile variare la portata da zero ad un massimo per proporzionarla al carico richiesto dal motore.

Il comando della valvola R è ottenuto attraverso un bilanciere B mosso mediante un'asta D ed una leva a forcella L dalla punteria P. La leva L è imperniata su di un albero eccentrico E per mezzo del quale si può far variare la distanza fra la vite Q ed il piattello G di apertura della valvola R, e quindi la portata di combustibile, in relazione al carico del motore.

206. *Polverizzatore meccanico.*

In fig. 335 è rappresentato un polverizzatore nella sua forma più generalizzata.

Esso è costituito da un corpo C di acciaio, fissato alla testata

del cilindro mediante flangia e due bulloni prigionieri. Porta inferiormente, fissato per mezzo della ghiera *G*, il *cilindretto porta spillo* *P* e, avvitato a quest'ultimo, l'*iniettore* vero e proprio *I*. Il *porta spillo* fa da guida e sede alla *valvola a spillo* *V* che, spinta dalla molla *M* mediante l'asticina *A*, serve all'intercettazione del combustibile; l'iniettore ha, al solito, la funzione di sminuzzarlo e diffonderlo.

Il combustibile proveniente dalla pompa entra nel corpo polverizzatore e, attraverso appositi fori, raggiunge la camera anulare circondante lo spillo alla sua estremità inferiore. Quando l'azione sviluppata dalla pressione del combustibile sulla superficie risultante dalla differenza di diametro fra la parte superiore e quella di estremità dello spillo, sommandosi all'azione della pressione di compressione nel cilindro, raggiunge un valore tale da vincere il carico della molla, lo spillo si alza ed il combustibile passa nell'iniettore. Finita la mandata, lo spillo ritorna nella sua sede e il polverizzatore resta chiuso in modo che risulta impedito il gocciolamento ed assicurata la tenuta dei gas compressi nel cilindro.

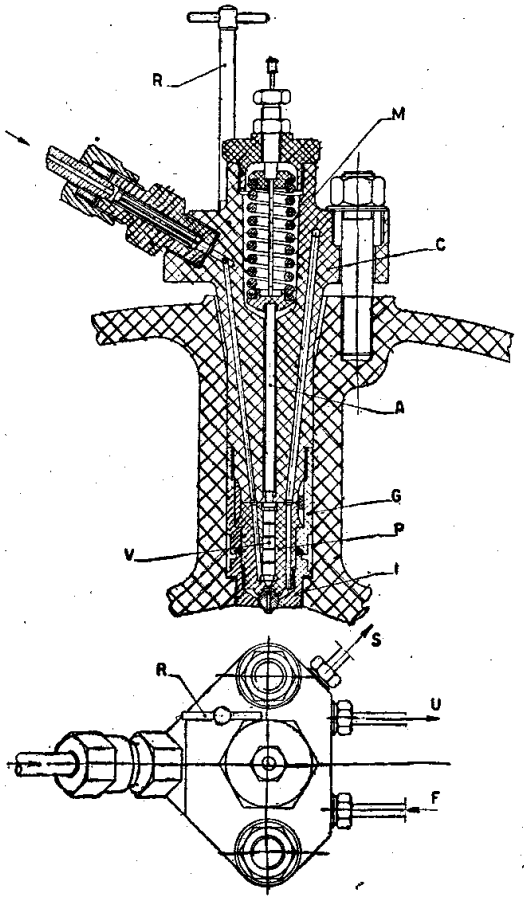


Fig. 335. – Polverizzatore per l'iniezione meccanica.

Le superfici di accoppiamento tra spillo e portaspillo nel tratto cilindrico di guida sono lavorate in modo accuratissimo e rese speculari onde garantire il massimo grado di tenuta; le eventuali perdite di combustibile attraverso questa guida sono raccolte e scaricate da un apposito tubo di spurgo *S*. Un rubinetto *R* permette di controllare il riempimento del polverizzatore e di far sfogare l'aria eventualmente raccolta in esso; un'asticina di spia, poggiante sullo spillo ed uscente dalla parte superiore del polverizzatore, serve a controllarne il regolare funzionamento. Il raffreddamento del polverizzatore è assicurato mediante circolazione di nafta attraverso al tubo di entrata *F* e quello di uscita *U*.

Un tipo di polverizzatore molto semplice è quello *ad ugello aperto*: in esso la camera interna è sempre in comunicazione con la camera di combustione a mezzo di un piccolissimo foro accuratamente calibrato. Polverizzatori di questo genere, usati un tempo per l'iniezione pneu-

matica e poi abbandonati, sono scarsamente applicati anche per l'iniezione meccanica perchè, essendo costante la sezione di passaggio, la pressione d'iniezione diminuisce al diminuire del regime e la combustione è quindi perfettamente soddisfacente solo per un determinato regime; in tutti gli altri regimi la combustione è cattiva (scarico fumoso, consumo eccessivo, incrostazioni del cilindro e delle valvole).

207. Regolazione.

La regolazione automatica è ottenuta nei motori Diesel sempre per mezzo di *regolatori centrifughi*. Come è noto questi sono costituiti da masse portate da leve snodate su di un asse generalmente verticale posto in rotazione dal motore con rapporto di trasmissione costante. Quando la velocità aumenta, le masse si allontanano dall'asse di rotazione, per effetto delle aumentate forze centrifughe, mantenendo un regime di equilibrio con le molle antagoniste che le richiamano al centro. Molti sono i tipi di regolatori centrifughi; le figg. 336 e 337 rappresentano due tipi recenti FIAT. Spesso i regolatori comandano la pompa per mezzo di un servomotore pneumatico o idraulico (fig. 337).

Le condizioni cui deve soddisfare la regolazione variano a seconda delle caratteristiche di utilizzazione del motore.

Nelle installazioni fisse (motopompe, centrali elettriche, gruppi elettrogeni ausiliari, ecc.) si deve mantenere un determinato numero di giri con variazioni notevoli di carico, per cui il compito, affidato al *regolatore* centrifugo, di proporzionare la portata della pompa del combustibile al carico, consiste in una *regolazione di marcia*.

Nel caso della propulsione marina l'elica fa anche le veci di un ottimo regolatore di marcia poichè tende a mantenere costante il numero di giri per ogni definita portata della pompa del combustibile. Per variare il regime, e cioè la velocità dell'imbarcazione o della nave, è naturalmente necessario variare la portata della pompa e questo si fa per mezzo di un comando a mano. Dato che, approssimativamente, l'assorbimento di potenza dell'elica è proporzionale al cubo del numero di giri, il momento torcente, e perciò anche la quantità di combustibile iniettata per ciclo, dovrà variare con il quadrato del numero di giri.

Poichè, come già precedentemente abbiamo detto, può succedere che, in cattive condizioni di navigazione, l'elica esca per brevi periodi di tempo parzialmente o completamente fuori dall'acqua e si verifichi, con un abbassamento repentino del momento resistente, un aumento del numero di giri pericoloso alla integrità del motore, nei motori marini viene applicato un *regolatore di massima o di sicurezza* per impedire che la velocità superi i limiti stabiliti.

Nel caso della *regolazione di marcia* il regolatore centrifugo agisce direttamente (o per mezzo di un servo-motore) e con continuità sul comando della valvola di riflusso della pompa del combustibile, in

modo che il suo intervento avviene per variazione in più e in meno del regime fissato. Nelle applicazioni illustrate dalle figg. 326, 333 e 334 il regolatore comanda l'eccentrico *E*.

Quando poi si voglia variare comunque il regime di funzionamento del motore e realizzare una *regolazione continua di marcia*, è sufficiente agire sulla molla del regolatore in modo da spostare il regime di intervento di esso, oppure variare la posizione del fulcro della leva che esso comanda.

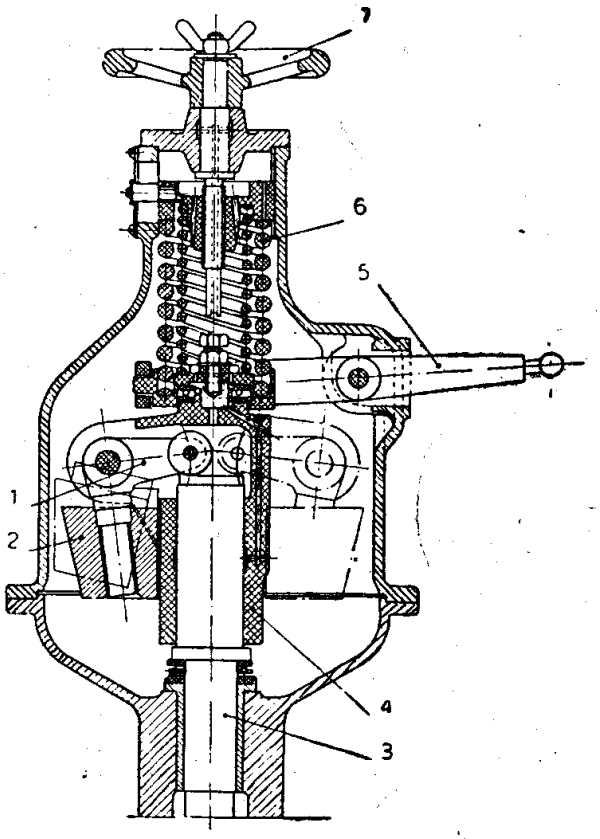


Fig. 336. – Regolatore a masse centrifughe.

1, Leva a squadra di comando del collare. – 2, Masse. – 3, Albero. – 4, Collare scorrevole porta masse. – 5, Leva di regolazione. – 6, Molla di contrasto. – 7, Volantino di registrazione della tensione della molla.

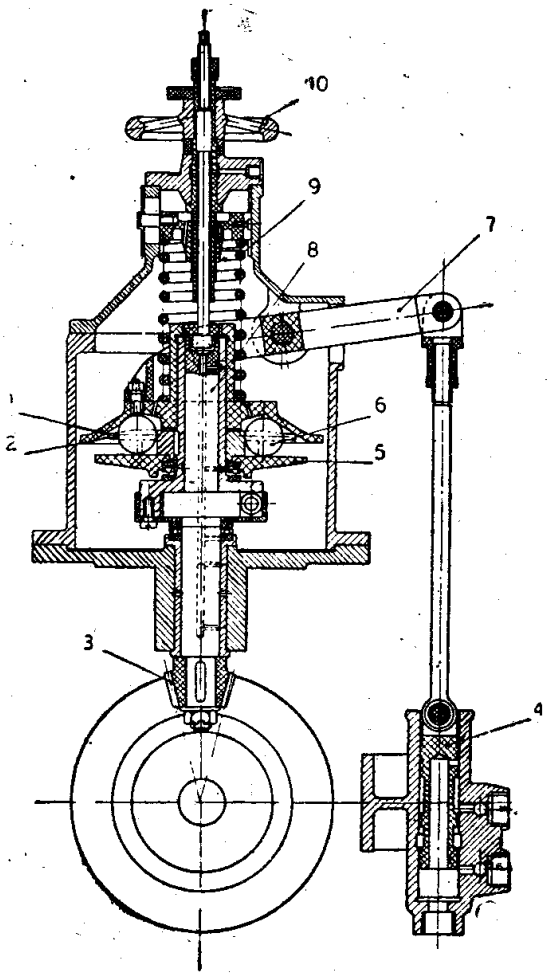


Fig. 337. – Regolatore centrifugo a sfere.

1, Piatto conico. – 2, Distanziatore delle sfere. – 3, Pignone di comando. – 4, Cassettino distributore. – 5, Piatto di contrasto. – 6, Sfere. – 7, Leva di regolazione. – 8, Albero del regolatore. – Molla di contrasto. – 10, Volantino di registrazione della tensione della molla.

Nel caso della *regolazione di massima* il cinematismo che trasmette il comando del regolatore alla pompa deve essere tale da permettere la regolazione a mano del motore fino al massimo regime consentito dal regolatore. Un cinematismo che realizza questa condizione è schematizzato in fig. 338.

Nella pompa FIAT illustrata in fig. 334 esistono due comandi di regolazione: quando alla pompa è accoppiato un regolatore di sicurezza

(motore marino), l'azione di questo è trasmessa alla valvola di riflusso per mezzo della leva Z, mentre la regolazione a mano viene ottenuta con un volantino agente sull'eccentrico E; quando invece alla pompa è applicato un regolatore di marcia (motore fisso), questo agisce sull'eccentrico E. In entrambi i casi la leva Z può anche essere indipendentemente comandata da una leva a mano per la manovra di arresto.

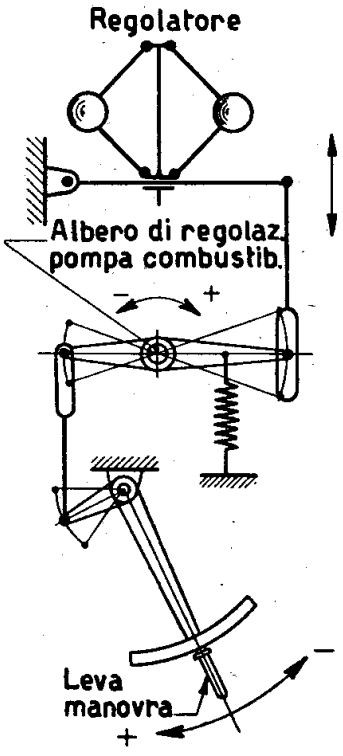


Fig. 338. – Cinematismo di regolazione.

Un sistema particolare di regolazione di massima è quello detto *per tutto o niente*: il regolatore interviene a brevi intervalli sopprimendo un certo numero di cicli, di modo che si ha una successione di cicli ad area normale, intervallati da altri di area nulla (figura 339): naturalmente ne consegue un notevole grado di irregolarità.

Un tipo di regolatore assai semplice, e che realizza la regolazione *per tutto o niente*, è quello rappresentato in fig. 340. Il comando dello stantuffo della pompa avviene attraverso a due leve a denti di cui una è solidale con lo stantuffo e l'altra, che è obbligata da una molla a strisciare su di una sagoma, è comandata dall'eccentrico; se la velocità è bassa, i due denti si impegnano e la pompa funziona; se invece la velocità supera il valore per il quale il regolatore è stato tarato, il dente mobile vince con la sua inerzia la forza della molla, si distacca dalla guida e non impegna più l'altro dente, ossia lascia inattiva la pompa. Questo tipo di regolatore non è più molto usato a

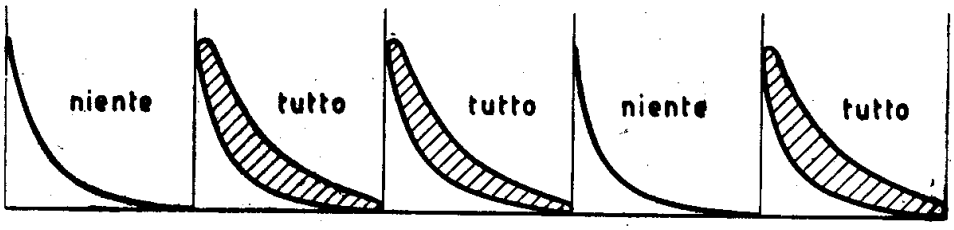


Fig. 339. – Regolazione per tutto o niente.

causa dei difetti meccanici che presenta. La regolazione *per tutto o niente* può anche essere ottenuta con un regolatore centrifugo agente sulla distribuzione di un sistema ad aria compressa che a sua volta comanda la pompa del combustibile (fig. 337).

Nei motori con iniezione pneumatica a regime variabile, come quelli marini, la regolazione deve essere fatta sia sulla pompa del combustibile che sul compressore d'aria. La ragione di questa complicazione è la seguente:

— Alla fine di ogni periodo di polverizzazione il combustibile, che aderisce alle pareti della parte più bassa dell'iniettore, si raccoglie per proprio peso nel foro di efflusso formando una goccia che, all'inizio della fase di iniezione successiva, penetra per prima nel cilindro senza mescolarsi con aria; per questo fatto l'accensione avviene facilmente poichè manca l'effetto nocivo di raffreddamento causato dall'espansione dell'aria compressa. Nel caso in cui, mantenendo invariata la regolazione della spina del polverizzatore, si diminuisce la portata della pompa del combustibile per diminuire la potenza, la quantità di aria di polverizzazione risulta in eccesso rispetto al combustibile, dando luogo a due inconvenienti:

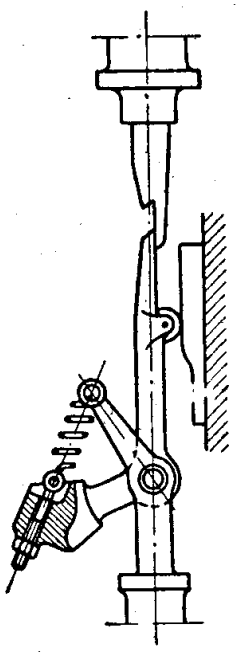


Fig. 340. – Regolatore ad inerzia.

1°) possibilità di mancata o deficiente combustione, causata dalla eliminazione della goccia di accensione, per effetto del lavaggio dell'iniettore da parte dell'aria, e dall'eccessivo raffreddamento dell'interno del cilindro dovuto all'espansione dell'aria compressa;

2°) eccessivo consumo d'aria compressa con conseguente abbassamento del rendimento del motore.

Il regolatore centrifugo deve perciò agire, oltre che sulla pompa del combustibile, anche su di una valvola parzializzatrice dell'aspirazione del compressore o sulla corsa della spina del polverizzatore; alcuni costruttori usano contemporaneamente tutti e tre i sistemi.

CAPITOLO QUARTO

VALVOLE - POMPE DI LAVAGGIO DISTRIBUZIONE

208. *Valvole di aspirazione e scarico.*

Per questi organi, che sono esclusivamente usati nei motori a 4 tempi, valgono le considerazioni di carattere generale fatte nella seconda parte, poichè anche qui si tratta di *valvole a fungo*. Le loro dimensioni e il loro peso sono molto grandi, se confrontati con quelli dei motori ad accensione per scintilla; tuttavia, data la bassa velocità di rotazione dei motori Diesel lenti, non si riscontrano difficoltà a disegnare gli eccentrici di comando con profili che diano accelerazioni di valore tale da permettere un facile proporzionamento delle molle di richiamo.

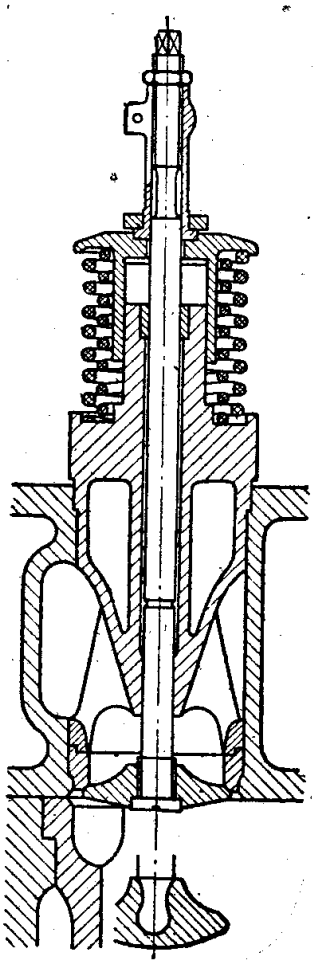


Fig. 341. – Valvola con telaio.

Nei *motori piccoli* le valvole differiscono da quelle dei motori ad accensione per scintilla in lievi particolari di dettaglio; sostanzialmente, variano solo nelle dimensioni. Talvolta quelle di aspirazione portano un *deflettore* per dare alla corrente d'aria entrante una direzione tangenziale rispetto alla parete del cilindro, e creare così una *turbolenza a mulinello* che facilita la combustione.

Nei *motori grandi* queste valvole sono comunemente di tipo composto, avendo la testa del fungo avvitata oppure riportata direttamente per fusione sull'estremità del gambo; le due soluzioni sono chiaramente indicate in fig. 341. La sede di tenuta della valvola e la *guida* del gambo fanno parte di una specie di *telaio*, fuso in ghisa o in acciaio, fornito nella sua parte inferiore di passaggi per il fluido e nella superiore di passaggi per l'acqua di raffreddamento.

Il telaio, con la valvola e le molle di richiamo, forma un gruppo smontabile dalla parte superiore

della testata. La fig. 341 offre un esempio classico di questa disposizione: il gambo della valvola è guidato solo per brevi tratti alle estremità della guida, per evitare che deformazioni o dilatazioni termiche impediscano lo scorrimento; l'estremità superiore del gambo è a codolo quadrato per poter far ruotare la valvola durante l'operazione di *smerigliatura* della sede. La *sede* è generalmente formata da un anello di acciaio riportato sul telaio porta valvola.

Nei *motori a grandissime dimensioni*, che furono costruiti fino a qualche tempo addietro, le difficoltà di raffreddamento delle valvole di scarico erano tali che non bastava la circolazione intorno alla guida del gambo, nel vano anulare formato dal telaio, di acqua derivata dal circuito principale.

Veniva perciò pure attuata una circolazione nell'interno della stessa valvola. A questo scopo il gambo e la testa erano costruiti cavi e nell'interno veniva sistemato un tubo che portava l'acqua fino alla testa; l'acqua ritornava attraverso l'intercapedine esistente fra il tubo e la parete interna del gambo e veniva scaricata con un sistema di tubi telescopici oppure flessibili.

Le valvole di aspirazione vengono costruite in ottimo acciaio semplice al carbonio o in acciaio al nichel; quelle di scarico in acciaio al nichel o al cromonichel.

209. Lavaggio e valvole di lavaggio nei motori a 2 tempi.

Le considerazioni fatte a proposito dei sistemi seguiti per realizzare il lavaggio nei cilindri dei motori ad accensione per scintilla sono applicabili anche ai motori Diesel; però, fra le numerose soluzioni possibili allora descritte, solo alcune sono normalmente realizzate.

Si hanno pochi casi di motori con lavaggio *a corrente unidirezionale*, a stantuffi contrapposti (Junkers, Doxford) oppure con valvole a fungo (figura 342). Una realizzazione di lavaggio a corrente unidirezionale con scarico attraverso la testata è stata fatta dalla Ditta Burmeister e Wain secondo lo schema della fig. 343: la valvola di scarico è, come si vede, un piccolo stantuffo disposto nella testata.

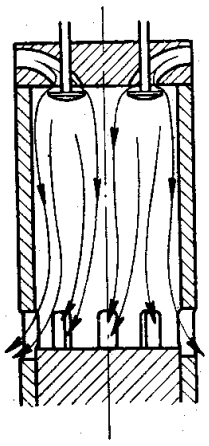


Fig. 342. – Lavaggio unidirezionale con valvole a fungo.

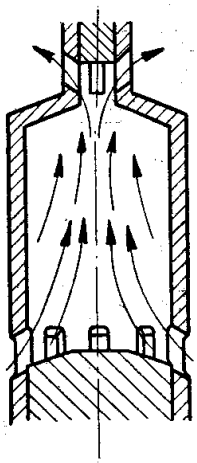


Fig. 343. – Lavaggio unidirezionale con valvola a cassetto.

La disposizione generalmente adottata per le sue caratteristiche di semplicità è però quella a *corrente riflessa*, secondo il tipo fondamentale rappresentato in fig. 344; in questa figura si è voluto mettere in evidenza come si formino dei vortici nella zona alta del cilindro, e conseguentemente si verifichi un lavaggio incompleto, quando le feritoie non sono razionalmente distribuite ed orientate. Per perfezionare il lavaggio i

vari costruttori hanno adottato delle varianti conseguendo ottimi risultati; la fig. 345 rappresenta la soluzione prescelta dalle Ditte FIAT e A.E.G., e la fig. 346 il tipo MAN: questo presenta l'inconveniente di ridurre la corsa utile dello stantuffo.

La fig. 347 si riferisce ad un sistema adottato dalla Ditta Krupp: le correnti d'aria, che entrano con una già forte inclinazione verso l'alto,

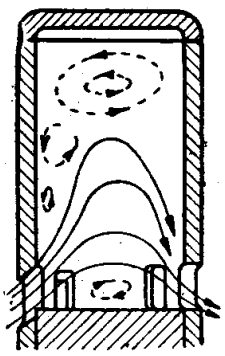


Fig. 344.

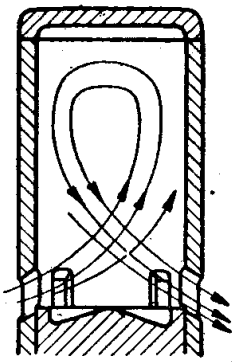


Fig. 345.

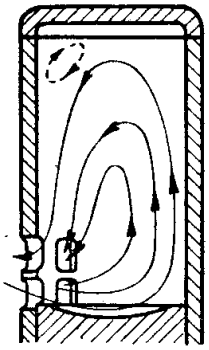


Fig. 346.

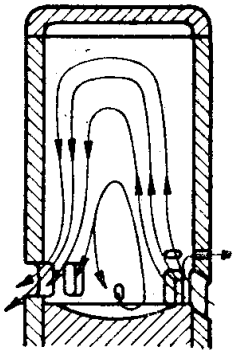


Fig. 347.

sono per di più deviate tangenzialmente alla parete del cilindro dall'azione di due correnti, l'una entrante e l'altra uscente, prodotte da due piccole luci ausiliarie.

Nel caso dei *motori a doppio effetto* è da osservare che potrebbe servire una sola serie di feritoie sia per la camera superiore che per quella inferiore, ma in pratica si preferisce disporre le feritoie in due ordini distinti per poterle inclinare in direzioni opposte.

In questi ultimi tempi, per migliorare la carica del cilindro, i costruttori si sono orientati verso un perfezionamento (al quale già abbiamo accennato nella descrizione del diagramma delle pressioni nel cilindro) tendente a prolungare la fase di entrata dell'aria anche dopo che sono state chiuse dallo stantuffo le feritorie di scarico.

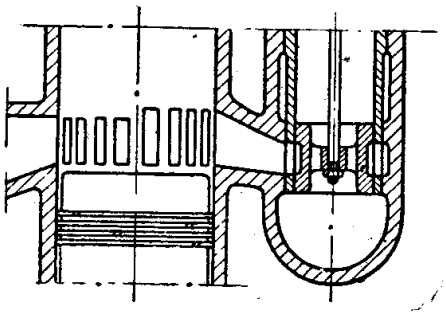


Fig. 348. – Distribuzione con valvola a cassetto.

Per ottenere questo risultato devono essere aggiunte delle luci supplementari di immissione oppure devono essere prolungate le feritoie di lavaggio, verso l'alto, al di sopra di quelle di scarico. Poichè in tal modo le luci di immissione vengono aperte prima di quelle di scarico, si rende necessario impedire che i gas combusti si scarichino nel collettore dell'aria; devono quindi essere aggiunte delle valvole che si aprono soltanto quando, essendosi in gran parte scaricati i gas combusti, la pressione nel cilindro è leggermente inferiore a quella dell'aria esistente nel collettore di lavaggio, e si richiudono solo dopo che le luci di immissione sono state richiuse dallo stantuffo.

Queste valvole, chiamate comunemente *valvole di lavaggio*, possono essere *comandate*, ed hanno in tal caso generalmente la forma di valvole a cassetto (fig. 348), o *automatiche*. Queste ultime sono preferite nei motori moderni, nei quali vengono spesso usate feritoie di immissione del tipo prolungato verso l'alto.

I tipi di valvole automatiche più usati sono *le valvole a dischi* e le *valvole a lamelle*: nelle prime i passaggi dell'aria hanno sezione anulare (fig. 349) e le parti otturatrici consistono in leggeri anelli di lamiera sottile, che stanno in sede per proprio peso o per la spinta di deboli molle; nelle seconde (fig. 350) i passaggi hanno sezione rettangolare e la loro chiusura è fatta da leggere lamine di acciaio tenute sulla sede da molle anch'esse laminari.

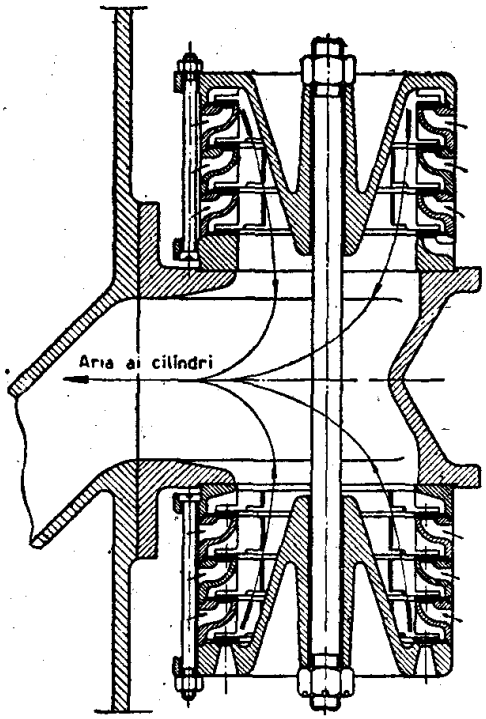


Fig. 349. – Valvola di lavaggio a dischi multipli.

L'apertura delle valvole avviene quando la pressione nel cilindro diventa inferiore a quella esistente nel collettore di lavaggio: la prontezza di apertura dipende dall'inerzia degli anelli o dei lamierini e per questo le valvole sono studiate in modo da dare a questi pezzi la maggior leggerezza possibile.

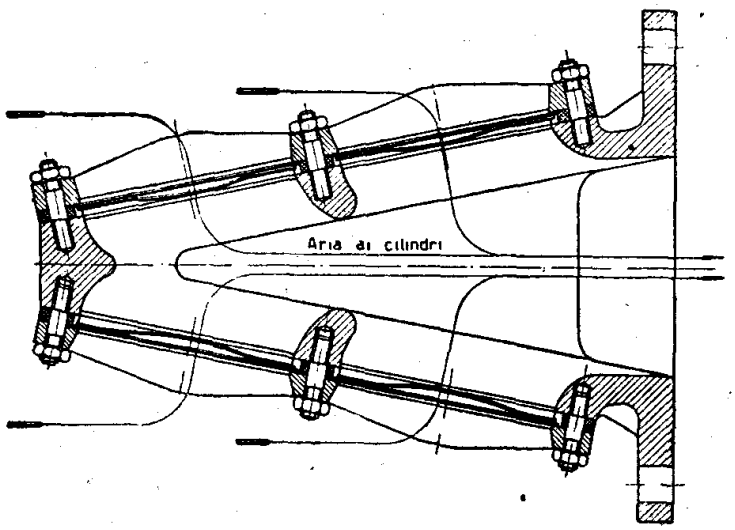


Fig. 350. – Valvola di lavaggio a lamelle.

210. Valvole d'avviamento.

Come vedremo, l'avviamento del motore Diesel lento è ottenuto mediante aria compressa introdotta a tempo opportuno nei cilindri attraverso una valvola apposita detta *valvola di avviamento.*

È questa una valvola a fungo, generalmente di tipo *compensato,* aprentesi verso l'interno del cilindro (fig. 351). La *compensazione* è data da uno stantuffo, riportato sul gambo od integrale con esso, avente diametro di poco superiore a quello della testa della valvola; lo stantuffo fa tenuta nella sua guida portata dal corpo e perciò la pressione dell'aria di avviamento regnante nell'interno del corpo stesso, agendo in senso opposto sulla valvola e sullo stantuffo equilibratore, tende a tener chiusa la valvola con un leggero carico. Il prolungamento del gambo porta un piattello di reazione per una molla di richiamo che anch'essa contribuisce a tener chiusa la valvola.

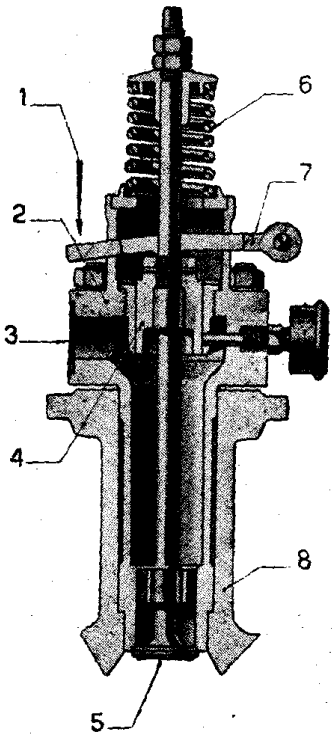


Fig. 351. – Valvola d'avviamento a comando meccanico.

1, Carico d'azionamento. – 2, Corpo della valvola. – 3, Ingresso aria d'avviamento. – 4, Stantuffino equilibratore. – 5, Valvola. – 6, Molla di richiamo. – 7, Bilanciere di comando. – 8, Testata del cilindro.

L'apertura può essere attuata con *comando meccanico* oppure con *comando pneumatico.* La fig. 351 si riferisce ad una valvola a comando meccanico ottenuto con un bilanciere che, nei motori ad iniezione pneumatica, alcuni costruttori montano eccentricamente sullo stesso asse che porta i bilancieri dei polverizzatori. Quando il periodo di avviamento ha termine, questo asse viene ruotato in modo che il bilanciere che comanda la valvola viene reso inattivo mentre entra in azione quello che comanda il polverizzatore (fig. 356).

Esistono valvole a comando meccanico perfezionate allo scopo di ottenere la loro esclusione, a fine avviamento, *in modo automatico,* come conseguenza della semplice intercettazione dell'aria compressa.

La fig. 352 rappresenta una valvola di questo tipo: nel gambo 3 è praticato un foro longitudinale che conduce l'aria compressa nella camera formata dal cilindretto 4 e chiusa dallo stantuffo 2 sul quale agisce l'estremità del bilanciere di comando; questo stantuffo, sotto l'azione della pressione dell'aria, è spinto contro l'arresto 1 e l'insieme funziona come un tutto rigido con il gambo 3. Quando, per interrompere il periodo di avviamento, vien chiusa la mandata dell'aria dal serbatoio e si mette la tubazione in comunicazione con l'atmosfera, lo stantuffo 2 cade sul fondo del cilindro 4 ed il bilanciere viene a funzionare a vuoto.

In fig. 353 è rappresentata una valvola del tipo a *comando pneumatico*; essa è provvista nella parte superiore di uno stantuffo 1 che

scorre a tenuta entro il corpo superiore. Su questo stantuffo, attraverso un condotto apposito, giunge l'aria compressa che vincendo l'azione della molla 5 fa aprire la valvola; l'aria proveniente dal condotto 7 può cos penetrare, dal corpo inferiore, nel cilindro. Questo sistema richiede un distributore dell'aria per azionare a tempo opportuno le valvole dei diversi cilindri.

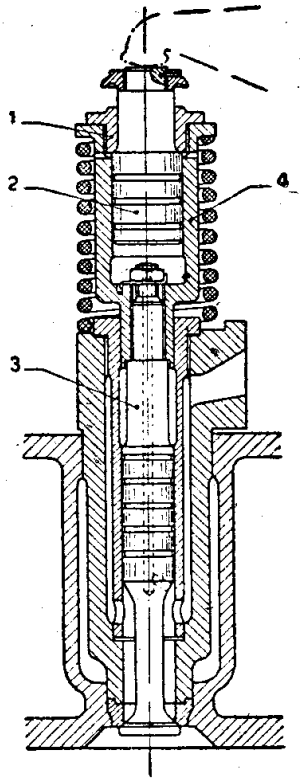


Fig. 352. – Valvola d'avviamento a comando meccanico e ad esclusione automatica.

1-2, Ghiera di arresto dello stantuffo. – 3, Valvola. – 4, Cilindro.

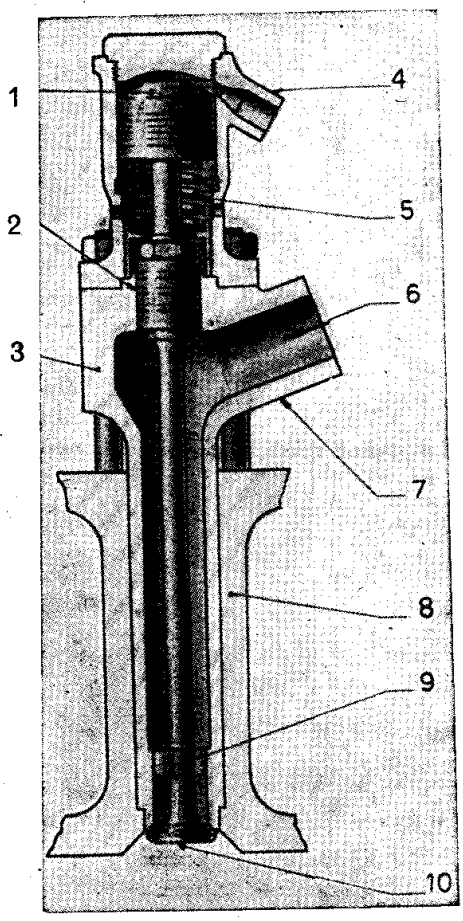


Fig. 353. – Valvola d'avviamento a comando pneumatico.

1, Stantuffo di comando. – 2, Stantuffino equilibratore. – 3, Corpo della valvola. – 4 Ingresso aria di comando. – 5, Molla di richiamo. – 6, Ingresso aria d'avviamento. – 7, Condotto aria d'avviamento. – 8, Testata cilindro. – 9, Guida della valvola. – 10, Valvola.

La manutenzione delle valvole di avviamento deve essere accurata per impedire che avvengano perdite e che, restando esse inattive per lunghi periodi di tempo, si solidifichi il lubrificante e si verifichino, di conseguenza, degli inceppamenti all'atto dell'avviamento.

211. Valvole di sicurezza.

Tutti i motori Diesel lenti portano nelle testate una valvola di sicurezza, che impedisce il crearsi di pressioni eccessive che potrebbero causare la rottura di qualche organo o comunque danneggiarlo.

Le cause di queste pressioni eccessive possono essere diverse: inceppamento della spina del polverizzatore, eccessivo anticipo di iniezione, gocciolamento dell'iniettore, entrata di aria dalla valvola di avviamento, pressione dell'aria di polverizzazione troppo elevata nel periodo di avviamento, ecc.; tutti questi inconvenienti possono dar luogo a pressioni massime maggiori delle normali.

La valvola di sicurezza non presenta particolarità degne di speciale rilievo: è una semplice valvola automatica, a sede

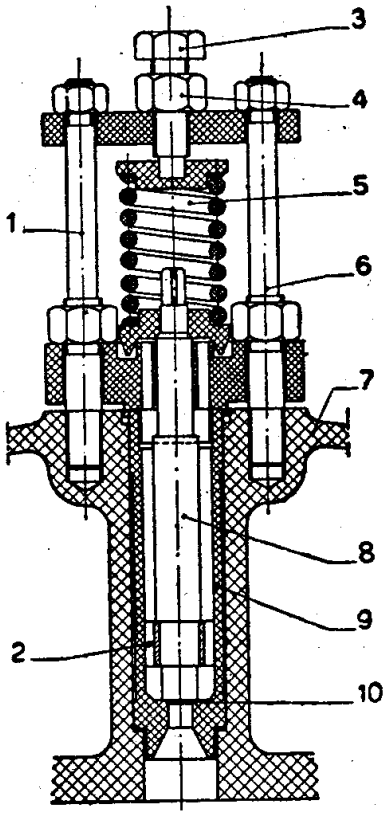


Fig. 354. – Valvola di sicurezza.

1, Colonnetta di fissaggio. – 2, Guida valvola. – 3, Vite di registro. – 4, Controdado. – 5, Molla di contrasto. – 6, Colonnetta di fissaggio. – 7, Testata. – 8, Gambo della valvola. – 9, Corpo sede valvola. – 10, Valvola.

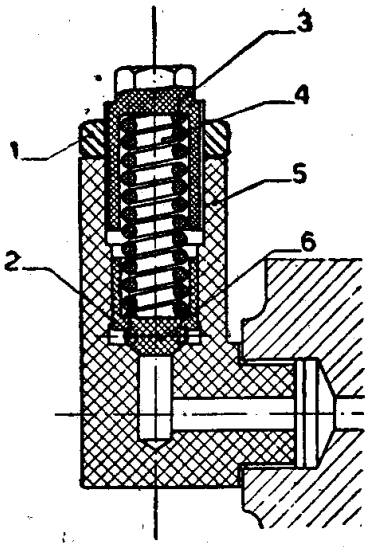


Fig. 355. – Valvola di sicurezza.

1, Controdado. – 2, Canale di scarico. – 3, Vite di registro. – 4, Molla di contrasto. – 5, Corpo sede valvola. – 6, Valvola.

conica o piana, tenuta chiusa da una robusta molla ed avente lo scarico libero nell'atmosfera, oppure convogliato in una tubazione di raccolta che conduce i gas fuori del locale in cui è installato il motore.

Le figg. 354 e 355 rappresentano due tipi di queste valvole.

212. Comando delle valvole.

A) Motori ad iniezione pneumatica.

Il comando delle valvole è quasi esclusivamente realizzato per mezzo di un albero provvisto di eccentrici; si è avuto solo qualche raro caso di comando a trasmissione idraulica.

L'albero degli eccentrici è in generale disposto lateralmente al motore, all'altezza delle testate, e agisce direttamente o per mezzo di aste

sui bilancieri, i quali a loro volta comandano le valvole di aspirazione e scarico (quando esistono), quelle di avviamento ed i polverizzatori.

I bilancieri sono portati da un asse longitudinale, parallelo all'albero degli eccentrici e fissato mediante appositi sopporti sulle testate del motore; l'asse può essere costruito in un pezzo solo oppure suddiviso in tronchi per gruppi di cilindri o per ogni singolo cilindro.

Il centro di oscillazione dei bilancieri è spostabile rispetto all'asse porta bilancieri con una semplice manovra del conduttore, in modo che è possibile escludere dal funzionamento alcune o anche tutte le valvole comandate di ogni cilindro.

Nel periodo di avviamento è necessario escludere i polverizzatori e durante il *funzionamento normale* è necessario escludere le valvole di

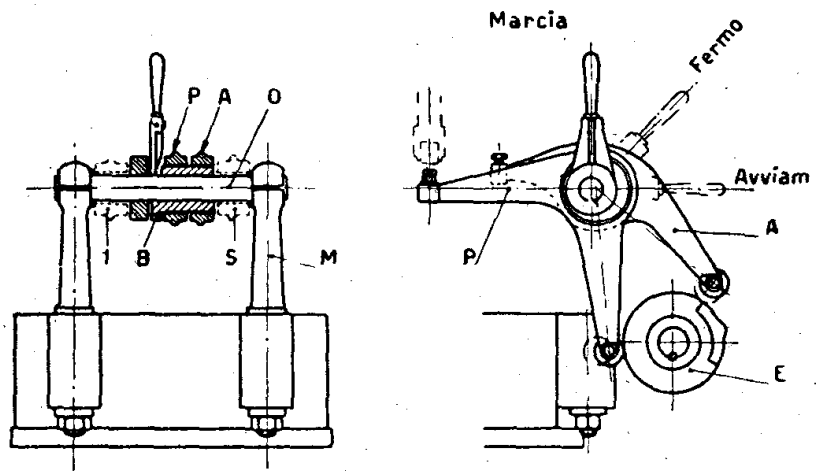


Fig. 356. – Dispositivo di manovra.

avviamento. Nei motori con inversione di marcia (marini) è inoltre necessario, come vedremo, allontanare dall'albero tutti indistintamente i bilancieri, per poter far scorrere longitudinalmente l'albero degli eccentrici e portare così in corrispondenza dei rulli dei bilancieri la serie di eccentrici che compete alla marcia invertita.

La fig. 356 rappresenta in modo schematico la più semplice disposizione di manovra che permette di realizzare le suddette condizioni di funzionamento in un motore a 4 tempi e senza inversione di marcia.

L'albero degli eccentrici E comanda il bilanciere di avviamento A e quello del polverizzatore P snodati ambedue sull'asse portabilancieri O; questo è rigidamente fissato alla testa per mezzo dei sopporti M e porta i due bilancieri A e P per mezzo di una boccola eccentrica B (che può essere ruotata a mano per mezzo di un'apposita leva) e quelli di immissione I e di scarico S che sono montati centrati. Nella posizione di « Avviamento » il rullo del bilanciere di avviamento viene messo a contatto del relativo eccentrico, mentre quello del bilanciere del polverizzatore viene allontanato dal

suo; nella posizione di « Marcia » succede l'opposto, mentre nella posizione intermedia di « Fermo » non toccano nè l'uno nè l'altro bilanciere.

Quando la valvola di avviamento è di tipo automatico non è necessario fare lo spostamento del bilanciere di avviamento, per cui la boccola interposta fra il bilanciere e l'asse è concentrica all'asse stesso.

Nei motori di grandi dimensioni l'albero degli eccentrici comanda anche la pompa del combustibile.

B) Motori ad iniezione meccanica.

Quando il sistema di iniezione è del tipo meccanico, ed è il caso di tutti i motori moderni, l'albero della distribuzione porta anche gli eccentrici che comandano le pompe di iniezione, mentre sono eliminati quelli che comandano il polverizzatore. Poichè conviene che ogni pompa sia affiancata al suo cilindro o che il gruppo da esse formato sia disposto in posizione laterale ed in modo da poter ottenere la minor lunghezza dei tubi di mandata, l'albero degli eccentrici è posto in genere lateralmente ed a circa metà altezza del motore.

Con questa disposizione si ottiene pure il vantaggio di una buona rigidità dei supporti e di una facile lubrificazione, dato che il complesso risulta in genere applicato direttamente all'incastellatura. Nei *motori a 4 tempi* si ha però lo svantaggio di dover comandare i bilancieri per mezzo di aste che aumentano le forze d'inerzia sugli eccentrici, mentre invece nei motori a due tempi, che sono quelli che oggi più interessano, anche questo inconveniente non esiste.

Nei *grandi motori marini a 2 tempi* l'albero degli eccentrici ha il solo compito principale di comandare le pompe d'iniezione e le valvole di avviamento. Quando, come nei motori più moderni, queste sono del tipo a comando pneumatico, anche gli organi di trasmissione del moto delle valvole sono eliminati, e gli eccentrici servono a comandare i distributori dell'aria compressa.

L'albero degli eccentrici prende il movimento da quello motore mediante un albero di rinvio verticale o leggermente inclinato e due coppie di ingranaggi elicoidali o conici, oppure (sistema oggi più usato) con una coppia o una serie di ingranaggi a denti inclinati, o con una trasmissione a catena. L'albero verticale o quello degli eccentrici azionano a loro volta, direttamente o per mezzo di una coppia di ingranaggi conici od elicoidali, il regolatore centrifugo.

L'albero è costruito in acciaio fucinato e gli eccentrici sono su di esso *riportati* e fissati con viti e chiavette; per ottenere una grande durezza superficiale gli eccentrici sono costruiti in acciaio cementato o in ghisa fusa in conchiglia.

213. Pompa di lavaggio.

La pompa di lavaggio, organo indispensabile al funzionamento dei motori a 2 tempi, ha, come già sappiamo, il compito di espellere dal cilindro i residui della combustione e di riempirlo successivamente con la carica di aria fresca necessaria alla combustione.

Poichè durante il lavaggio una parte dell'aria sfugge attraverso le luci di scarico, la pompa deve fornire una portata superiore a quella corrispondente alla cilindrata ed al numero di giri del motore. Il rapporto fra queste due portate varia, a seconda del sistema di lavaggio applicato, da 1,2 a 1,8; i valori più piccoli si riferiscono ai motori con lavaggio a *corrente unidirezionale* e quelli più alti a quelli a *corrente riflessa.*

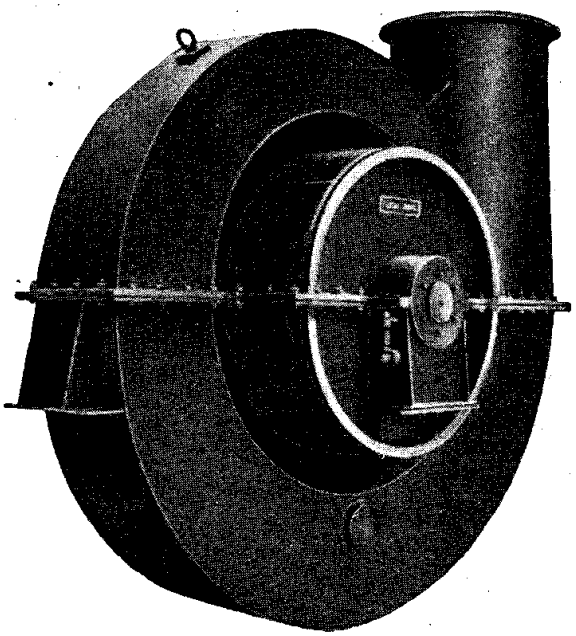


Fig. 357. - Soffiante centrifuga.

L'aria deve essere portata ad una pressione sufficiente a vincere le resistenze attraverso le valvole di lavaggio, le feritoie di immissione e di scarico e la tubazione di scarico; tale pressione può variare da 1,1 a 1,3 kg/cm². Non è conveniente usare pressioni di lavaggio elevate perchè, peggiorando il rendimento meccanico della pompa, la potenza da questa assorbita aumenta più rapidamente della pressione ottenuta.

La pompa di lavaggio può essere *separata* od *accoppiata* al motore: nel primo caso essa consiste generalmente in una *soffiante centrifuga* o a *capsulismi* (tipo Root e simili) comandata di solito da un motore elettrico, nel secondo di una *pompa a stantuffo* a doppio effetto.

Le soffianti centrifughe si prestano assai bene a questo servizio perchè adatte a forti portate e piccole prevalenze, e presentano alcuni vantaggi dal punto di vista della facilità di installazione (in certe particolari condizioni di spazio disponibile) e di avviamento, ma sono meno usate delle pompe a stantuffo direttamente accoppiate al motore a causa della loro rumorosità e della grande potenza assorbita. La fig. 357 rappresenta una soffiante centrifuga del diametro esterno di circa 3,5 m.

Le pompe a stantuffo, date le basse pressioni in gioco, risultano semplici, leggere e convenienti. Normalmente si fanno a doppio effetto per conseguire un flusso d'aria più uniforme e, nella maggior parte dei casi, vengono accoppiate in numero di due o tre, con i cilindri sovrap-

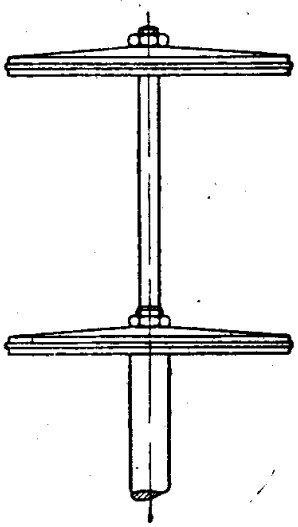


Fig. 358. – Stantuffi in tandem per pompa di lavaggio.

posti (*sistemazione in tandem*), in modo che gli stantuffi risultano montati sulla stessa asta (figura 358).

Il gruppo delle pompe è in genere sistemato

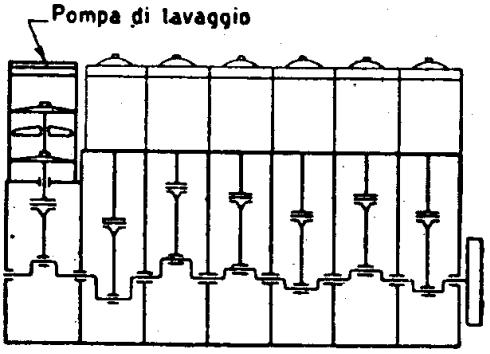


Fig. 359. – Disposizione della pompa di lavaggio.

sulla stessa linea dei cilindri (fig. 359) ed allora il comando è ottenuto con un albero a gomiti collegato, generalmente per mezzo di una flangia, al-

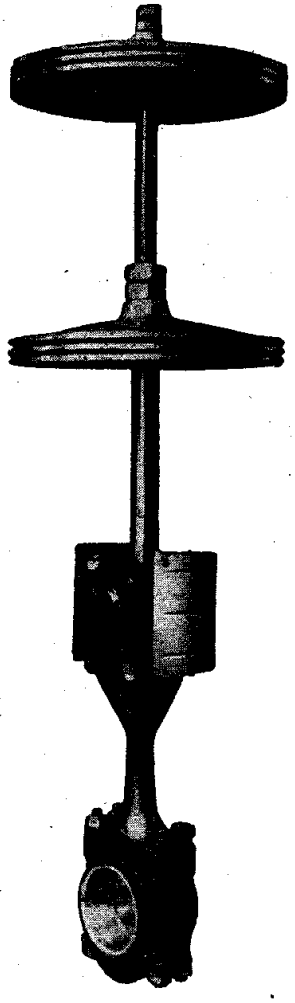


Fig. 360. – Stantuffi e biellismo di una pompa di lavaggio.

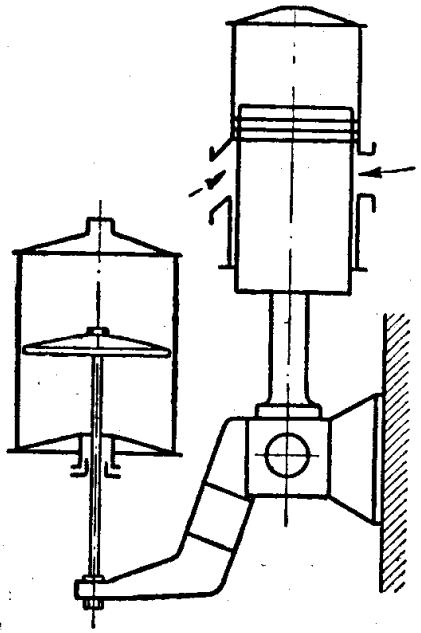


Fig. 361. – Pompa di lavaggio laterale.

l'albero motore e contrappesato per conto suo. La struttura generale del biellismo con testa a croce è analoga a quella di un motore a doppio effetto, ma evidentemente più leggera (fig. 360).

Alcuni costruttori montano le pompe lateralmente ai cilindri comandandole o con un'asta rigida, fissa ad una mensola portata dalla testa a croce (fig. 361), o con un bilanciere comandato dalla testa a croce. Vi sono pure casi di motori nei quali la funzione di pompa di lavaggio è compiuta dalla parte bassa dello stantuffo motore.

Gli stantuffi sono costruiti in acciaio od in alluminio e consistono in sottili dischi a forma leggermente conica, aventi alla periferia un bordo per portare uno o due anelli di tenuta, ed al centro un mozzo per l'attacco all'asta.

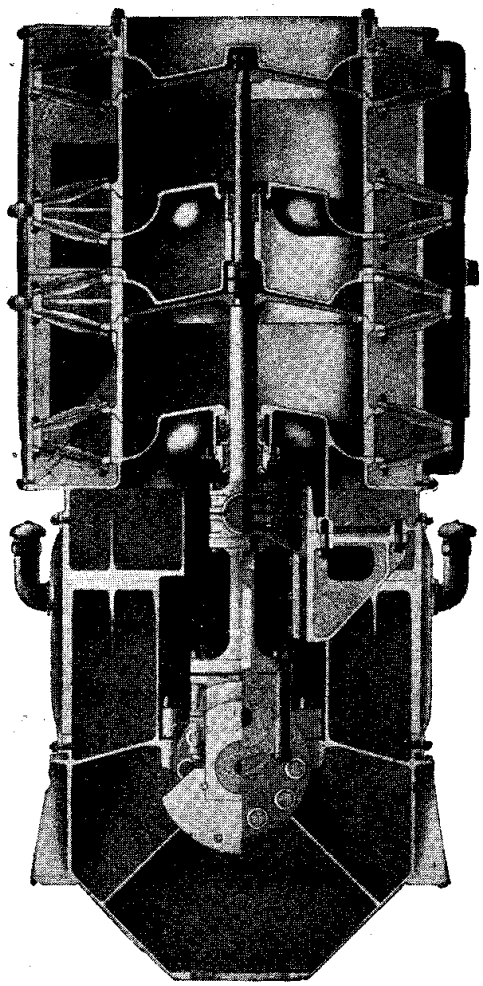


Fig. 362. – Pompa di lavaggio (sezione trasversale).

La pompa di lavaggio è provvista di valvole di aspirazione e scarico che possono essere *automatiche* o *comandate*. Le automatiche sono generalmente uguali alle valvole di lavaggio descritte nel paragrafo precedente (fig. 362) Le comandate prendono forma diversa a seconda delle necessità di progetto e del criterio del costruttore; esse possono essere a *cassetto*, cioè di tipo simile a quello usato nelle motrici a vapore (figura 363), o *rotative*, che presentano il vantaggio della semplicità di comando e della leggerezza. Le valvole comandate tendono ad essere sostituite dalle automatiche perchè sono più complicate e richiedono una maggior manutenzione.

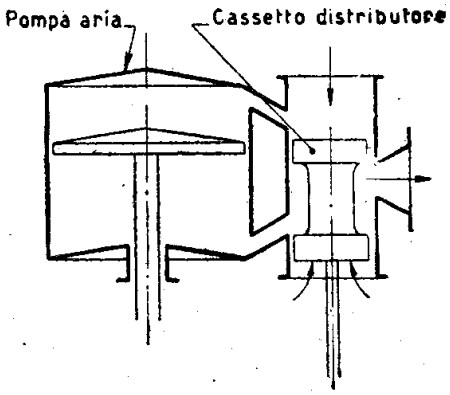


Fig. 363. – Distribuzione a cassetto per pompa di lavaggio.

Le pompe inviano l'aria in una grande camera che si prolunga a lato del motore mettendo in comunicazione i vari cilindri; questa camera rappresenta il *collettore di lavaggio* e funziona come un serbatoio

di accumulazione dell'aria, che compensa le pulsazioni causate dalla pompa e permette quindi di scegliere per questa un numero di corpi diverso da quello dei cilindri. Il collettore è generalmente costruito in lamiera.

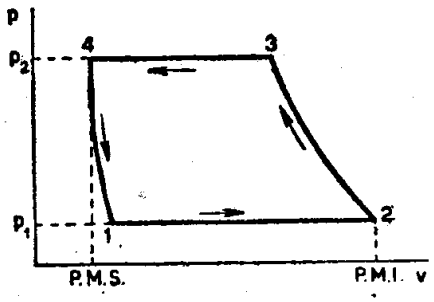


Fig. 364. – Ciclo della pompa di lavaggio.

Il ciclo di funzionamento della pompa di lavaggio a stantuffo si compie in due corse dello stantuffo. In fig. 364 è rappresentato il diagramma teorico nel quale la linea 1-2, leggermente inferiore a quella della pressione atmosferica, corrisponde alla fase di aspirazione, la linea 2-3 alla fase di compressione, e la linea 3-4 (praticamente a pressione costante) alla fase di mandata. La linea 4-1 rappresenta l'espansione dell'aria rimasta nello spazio nocivo; essa ha l'effetto di ridurre la durata dell'aspirazione poichè questa comincia solamente quando l'aria residua ha raggiunto una pressione inferiore a quella atmosferica.

214. Distribuzione.

Nel campo dei motori Diesel lenti col termine « *distribuzione* » si intende non solo quel complesso di organi e di dati che rispettivamente compongono e definiscono il meccanismo e la registrazione di apertura e di chiusura dei condotti di immissionee di scarico, ma anche di quelli che si riferiscono al comando dei polverizzatori e delle valvole di avviamento.

Il diagramma della distribuzione comprende perciò, oltre che gli angoli di apertura delle valvole o delle luci di immissione e di scarico, anche gli angoli di iniezione e quelli di apertura delle valvole di avviamento.

La fig. 365 rappresenta il diagramma di un motore a 4 tempi: come si vede anche qui, come nei motori ad accensione per scintilla, le valvole di aspirazione si aprono un poco prima che lo stantuffo raggiunga il P.M.S. e quelle di scarico si chiudono un poco

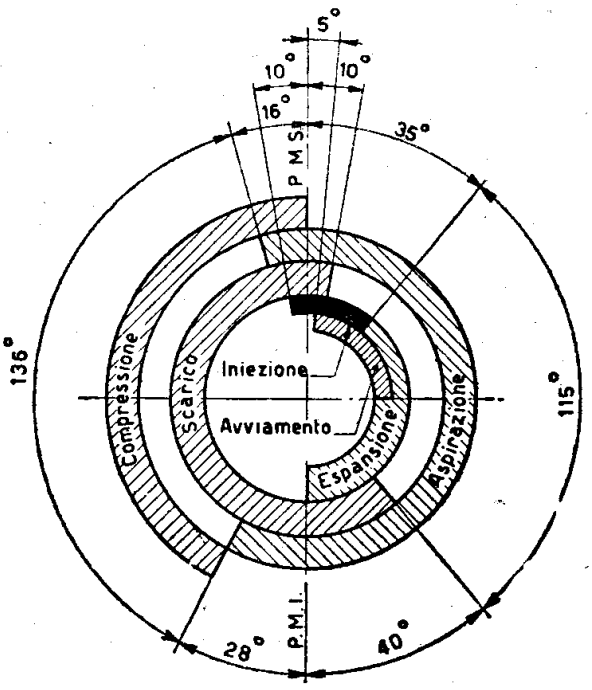


Fig. 365. – Diagramma della distribuzione di un 4 tempi.

dopo, risultando così leggermente aperte contemporaneamente (*incrocio*) per un breve tratto.

La fig. 366 dà invece il diagramma di un motore a due tempi provvisto di valvole di lavaggio; come si vede, queste valvole permettono di far continuare la carica d'aria oltre l'istante di chiusura delle luci di scarico.

Il periodo d'iniezione comincia con un piccolo anticipo rispetto al

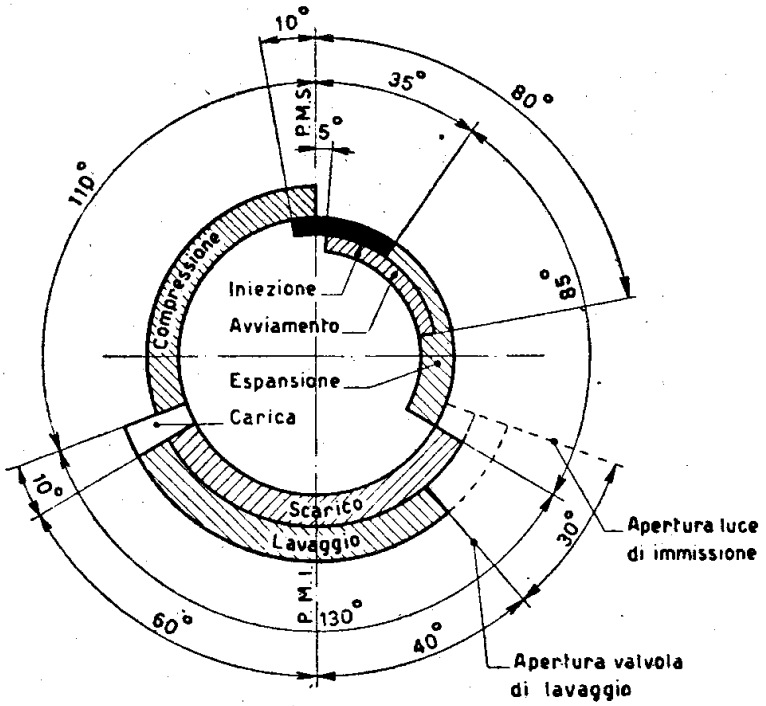


Fig. 366. – Diagramma della distribuzione di un 2 tempi.

P.M.S. per rimediare, come sappiamo, al ritardo di accensione. Questo anticipo dipende quindi:

1°) dal sistema d'iniezione (il sistema meccanico richiede un anticipo maggiore che il sistema pneumatico);

2°) dal grado di polverizzazione;

3°) dalla velocità del motore;

4°) dalla qualità del combustibile, ecc.

Per la registrazione della valvola di avviamento rimandiamo al § 219.

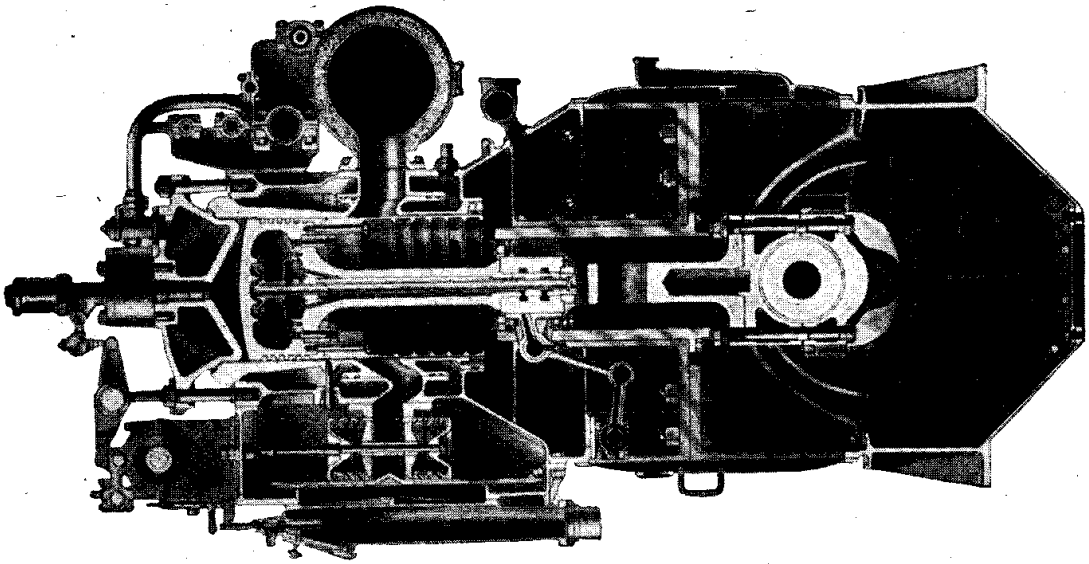


Fig. 368. – Sezione trasversale del motore di fig. 367.

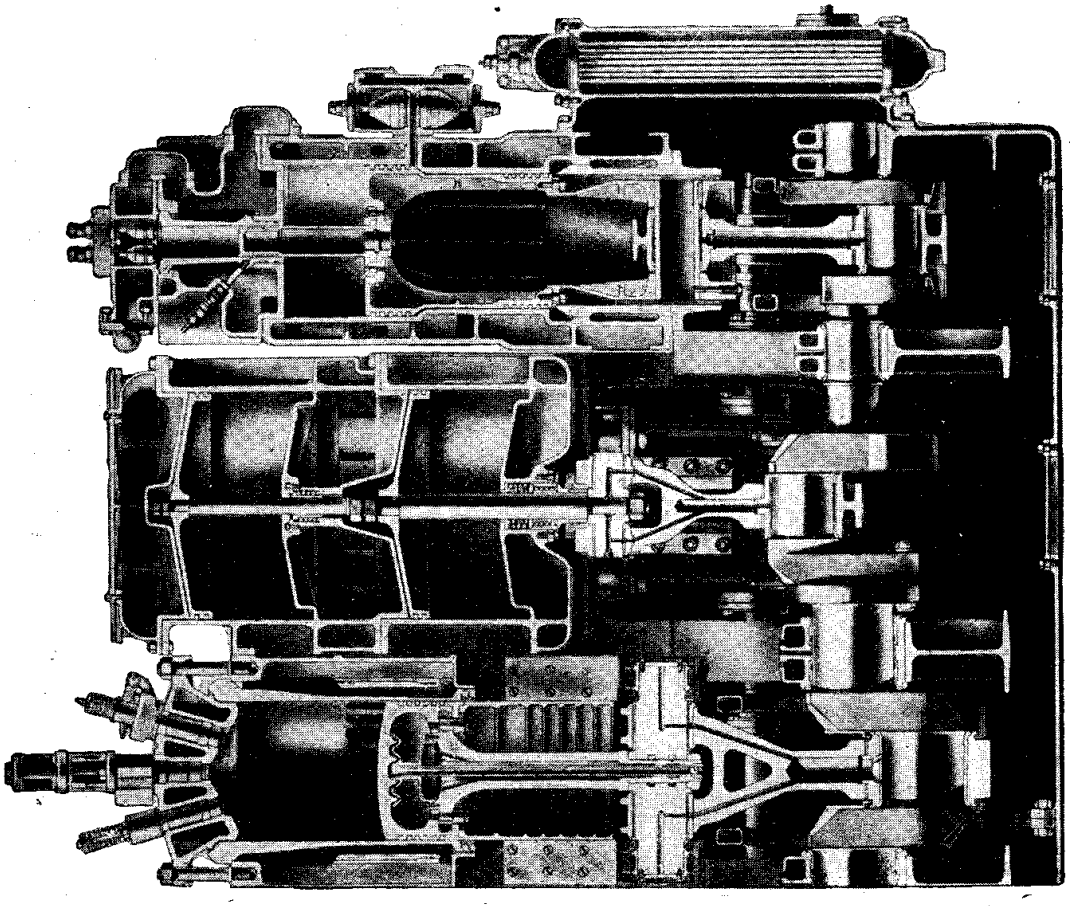


Fig. 367. – Sezione longitudinale di un motore Diesel lento a due tempi e semplice effetto con compressore e pompa di lavaggio.

CAPITOLO QUINTO

ORGANI AUSILIARI E DI MANOVRA DEI MOTORI DIESEL LENTI

215. Sistemi di circolazione dell'acqua refrigerante.

Tutti i motori Diesel sono raffreddati ad acqua con *circolazione forzata*, ad eccezione di quei pochi nei quali per particolari condizioni di installazione è possibile far circolare l'acqua *per caduta*. L'acqua entra, come sappiamo, dalla parte bassa del cilindro per salire alla testata e uscire da questa in un collettore. Quando l'acqua serve pure a raffreddare gli stantuffi una tubazione in derivazione dal circuito principale la manda ai tubi a cannocchiale.

Il sistema di circolazione presenta caratteristiche diverse a seconda che l'acqua a disposizione è *acqua di mare* o *acqua dolce*.

Il raffreddamento diretto con acqua di mare è, per i motori marini, evidentemente il più semplice ed economico dal punto di vista del costo iniziale, ma presenta qualche inconveniente e richiede continua manutenzione per impedire che si formino, specie nelle parti più calde e dove la circolazione è più lenta, depositi di sali di calcio e di magnesio sotto forma di strati aventi pessime capacità di trasmissione del calore. Poichè l'acqua di mare è pure causa di corrosioni e ossidazioni delle parti metalliche, spesso anche nei motori marini è usato il raffreddamento con acqua dolce.

Considerato da un punto di vista generale il raffreddamento dei motori Diesel può essere realizzato secondo i tre seguenti sistemi:

1°) *a consumo continuo di acqua*;

2°) *a ricupero totale dell'acqua*;

3°) *a ricupero parziale dell'acqua*.

Il primo sistema è usato soprattutto nei motori per imbarcazioni; l'acqua dolce o marina, aspirata dalla pompa, viene inviata nel refrigerante dell'olio e poi nel motore, ed è scaricata fuori bordo per mezzo del collettore di uscita.

I due sistemi a ricupero sono usati solo per il raffreddamento ad acqua dolce.

Nel caso del *ricupero totale* l'acqua di circolazione ha la sola funzione di veicolo del calore e quindi esige di essere a sua volta raffreddata in appositi refrigeranti. Questi possono funzionare ad aria (e allora si ricade nel sistema di raffreddamento già visto per i motori ad accensione per scintilla), oppure ad acqua marina o anche ad acqua dolce di caratteristiche organolettiche peggiori di quella circolante nel motore come ad es. acqua di fiume o di lago. Il sistema comporta due pompe principali di circolazione (figura 369): una manda l'acqua di mare nei refrigeranti dell'olio, successivamente in quelli dell'acqua dolce e di qui di nuovo al mare; l'altra mantiene in circolazione l'acqua nel circuito costituito dal motore e dai refrigeranti.

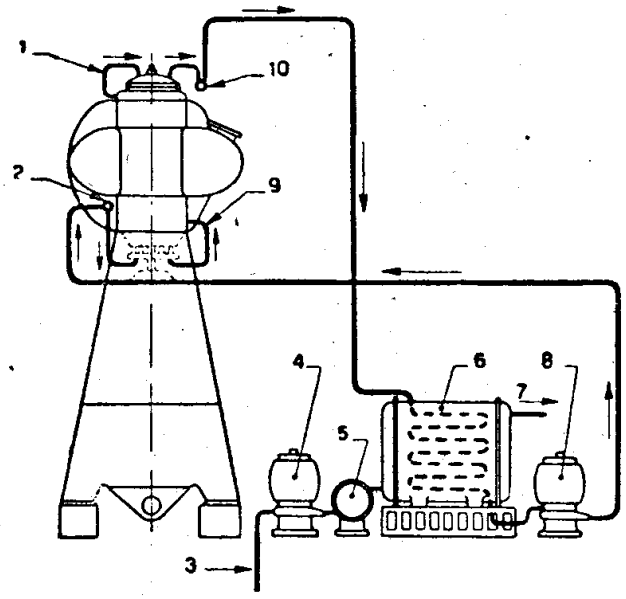


Fig. 369. – Schema di raffreddamento con acqua dolce.

1, Tubo di raccordo fra cilindro e testata. – 2, Collettore di mandata. – 3, Aspirazione acqua di mare. – 4, Pompa per l'acqua di mare. – 5, Refrigerante olio. – 6, Refrigerante acqua. – 7, Scarico acqua di mare. – 8, Pompa acqua dolce. – 9, Tubo di raccordo fra testata inferiore e cilindro. – 10, Collettore di scarico

Nel caso del *ricupero parziale* il raffreddamento dell'acqua è ottenuto sfruttando il calore di evaporazione di una parte di essa, e cioè facendo in modo che questa parte, disperdendosi sotto forma di vapore, porti via con sè il calore sottratto alla quantità d'acqua rimasta liquida. Ciò si realizza facendo piovere l'acqua da raffreddare dalla parte alta di una torre piena di materiale presentante grande superficie (cataste di legna, mattoni forati, ciottoli, ecc.), e provvista di una circolazione d'aria, naturale o forzata, dal basso verso l'alto; alla base della torre si raccoglie l'acqua raffreddata, che va integrata dalla quantità d'acqua equivalente alla perdita subita per evaporazione. A parte l'indeterminatezza di qualche elemento, quale ad esempio la temperatura dell'aria umida che esce dalla parte alta della torre, si può impostare un calcolo abbastanza preciso per determinare la quantità d'acqua consumata; mediamente si ritiene di dover consumare 1 kg d'acqua per Cvh.

Facciamo presente che il raffreddamento dei polverizzatori (quando non è fatto con la nafta) e dei parafiamme (nei motori a doppio effetto) è sempre attuato mediante acqua dolce; ciò porta a un sistema di circolazione in più qualora il raffreddamento principale sia effettuato con acqua marina.

216. Pompe acqua.

Le pompe di circolazione possono essere del *tipo centrifugo* o del *tipo a stantuffo*.

Le prime sono usate specialmente nei motori di grandi dimensioni perchè possono fornire una grande portata con dimensioni relativamente

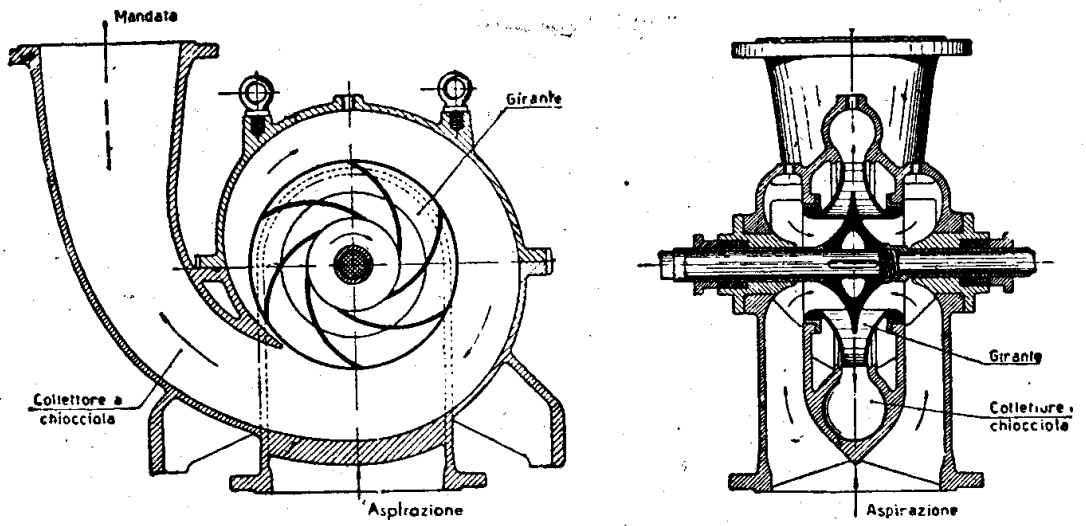


Fig. 370. – Pompa acqua centrifuga.

ridotte e sono generalmente azionate da un motore elettrico o da una turbina a vapore perchè richiedono di funzionare ad un numero di giri elevato.

Le pompe a stantuffo sono usate per lo più nelle costruzioni di dimensioni medie o piccole; vengono in generale applicate sul motore e prendono il movimento direttamente dall'albero a gomiti o da un al-

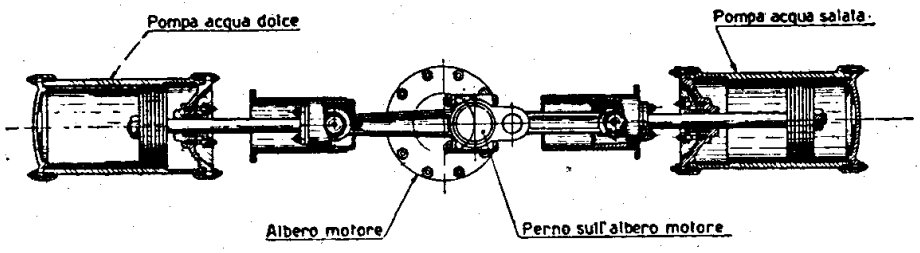


Fig. 371. – Pompa acqua a stantuffo.

bero secondario comandato da quello attraverso una coppia di ingranaggi che ne riduce la velocità di rotazione in varia misura (normalmente alla metà di quella dell'albero motore).

La fig. 370 mostra una pompa centrifuga a doppia entrata e la fig. 371 rappresenta in forma schematica una pompa a stantuffo, comandata direttamente dall'albero motore, per il servizio doppio di circolazione ad acqua dolce e ad acqua di mare. Una disposizione moderna

di pompa centrifuga accoppiata ad un motore elettrico è rappresentata in fig. 372.

Ad eccezione del corpo tutte le parti della pompa che sono a contatto con l'acqua sono costruite in bronzo o in metal-delta per evitare corrosioni e ossidazioni facilmente verificabili specie quando la circolazione è fatta con acqua di mare.

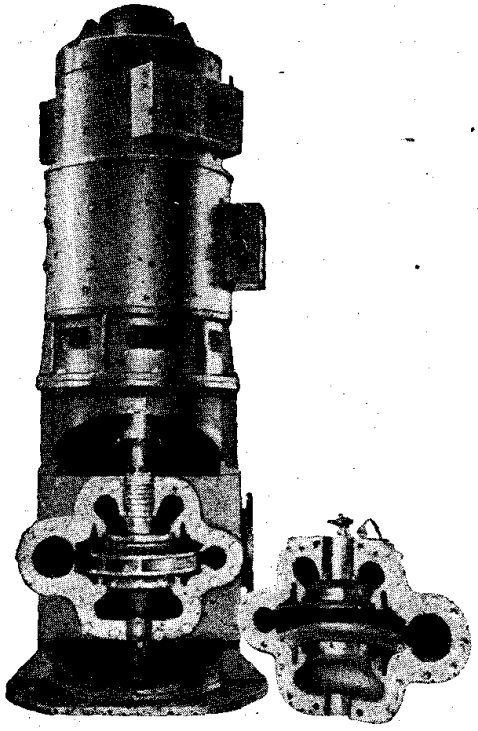


Fig. 372. – Pompa acqua centrifuga accoppiata a motore elettrico.

Per il calcolo del calore in gioco e per il dimensionamento delle pompe vale quanto è stato detto nelle parti prima e seconda. Il salto di temperatura che viene generalmente fissato per il calcolo fra entrata e uscita dell'acqua nel motore è di ~15 °C a potenza massima; nei grandi motori il calore sottratto ha il valore approssimato di 450 kcal/Cvh. La prevalenza della pompa varia a seconda dell'altezza del motore da 20 a 40 m e la portata vale mediamente 50 l/Cvh.

217. *Lubrificazione.*

Nei motori Diesel lenti la lubrificazione per semplice sbattimento è ormai completamente abbandonata.

Si può dire generalizzata la circolazione forzata per i cuscinetti di banco e di biella e la lubrificazione dosata per i cilindri, mentre la lubrificazione degli organi di minor importanza è ottenuta con normali ingrassatori ed oliatori. La stessa pompa che fornisce l'olio per la lubrificazione forzata serve anche per fornire l'olio di raffreddamento degli stantuffi.

Il tipo di pompa più comunemente usato è quello ad ingranaggi; per forti portate sono usate le pompe a vite tipo Imo di cui la fig. 373 offre un esempio.

Nei motori di grandi dimensioni la pompa è comandata indipendentemente spesso per mezzo di un motore elettrico, mentre nei motori di dimensioni ridotte il comando è diretto. In questo caso, quando il motore è provvisto di un sistema di inversione di marcia, la pompa deve fornire sempre lo stesso senso di

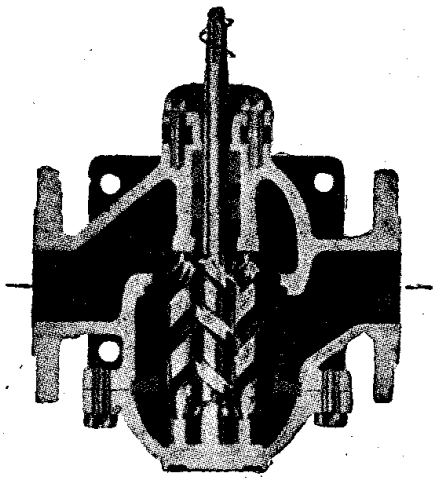


Fig. 373. – Pompa olio a vite.

circolazione qualunque sia il senso di rotazione dell'albero: la fig. 374 illustra una pompa ad ingranaggi in cui questa condizione è ottenuta per mezzo di un particolare sistema di valvole.

Quando la pompa serve soltanto per la lubrificazione, la sua portata varia da 10 a 15 l/Cvh; quando fornisce anche l'olio per il raffreddamento degli stantuffi varia da 30 a 35 l/Cvh.

In generale è sufficiente una pressione d'olio di $1 \div 2$ kg/cm^2 ma si tende anche ad adottare pressioni più elevate (fino a 5 kg/cm^2); la pressione viene regolata con una valvola che scarica la parte di olio in eccesso nel condotto di aspirazione della pompa.

L'olio viene aspirato dalla coppa o dall'apposito serbatoio ed inviato ai filtri e poi al refrigerante; i filtri sono generalmente in numero

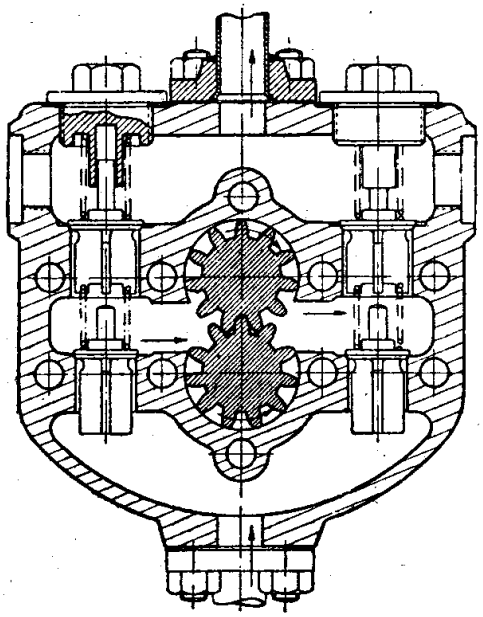


Fig. 374. – Pompa olio ad ingranaggi.

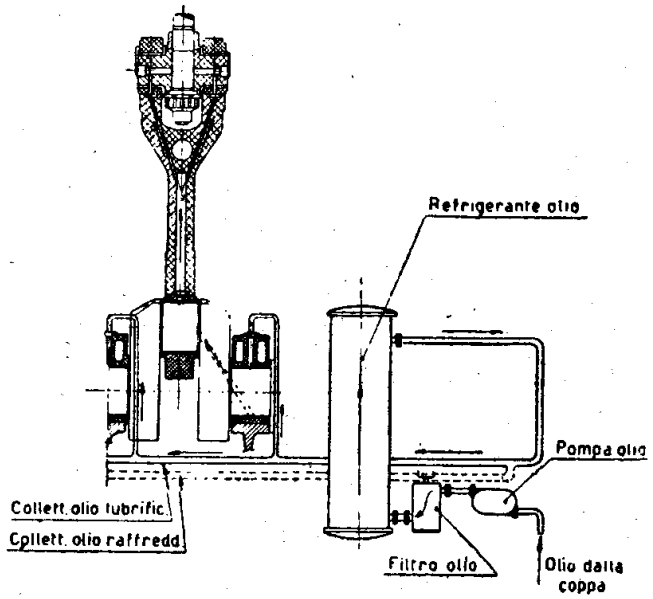


Fig. 375. – Schema di lubrificazione del manovellismo.

di due per poterne eseguire la pulizia mentre il motore è in moto. L'olio viene poi ripartito in due circuiti differenti: uno per la lubrificazione forzata, l'altro per la refrigerazione degli stantuffi. Il primo è costituito da un tubo collettore, da cui partono le derivazioni ai singoli cuscinetti di banco, e da tutte quelle forature praticate nell'albero, nelle bielle, e nei perni della testa a croce che servono a condurre l'olio ai vari cuscinetti di biella ed ai pattini (fig. 375); il secondo è costituito dal complesso dei tubi a ginocchio di cui abbiamo già parlato.

Nei motori piccoli gli stantuffi e le camicie sono lubrificati dall'olio lanciato dagli organi del manovellismo. Nei motori di grandi dimensioni questo genere di lubrificazione è insufficiente e viene integrato con uno speciale sistema a circolazione che porta l'olio ad una serie di ugelli disposti in giro nella parete della camicia. La posizione degli

ugelli è naturalmente scelta in modo che questi risultino sempre ricoperti dalla superficie dello stantuffo affinchè l'olio sia sempre costretto ad affluire fra stantuffo e camicia ed a lubrificare le loro superficie prima di ritornare, per propria gravità, nella vasca di raccolta. Nei motori a doppio effetto questo olio non può venire ricuperato e viene quindi consumato per combustione.

In corrispondenza di ogni foro di efflusso, sulla parete interna della camicia sono scavate delle piccole scanalature inclinate che servono a distribuire l'olio intorno al mantello dello stantuffo. La fig. 376 rappresenta il disegno di dettaglio di un *getto o cannola* per l'introduzione dell'olio. L'invio alle cannole è ottenuto per mezzo di una serie di pompe a stantuffo,

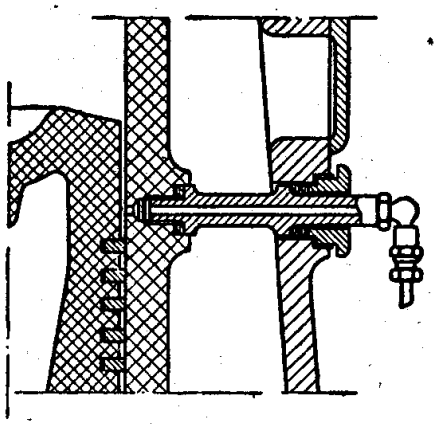


Fig. 376. – Cannola per la lubrificazione dei cilindri.

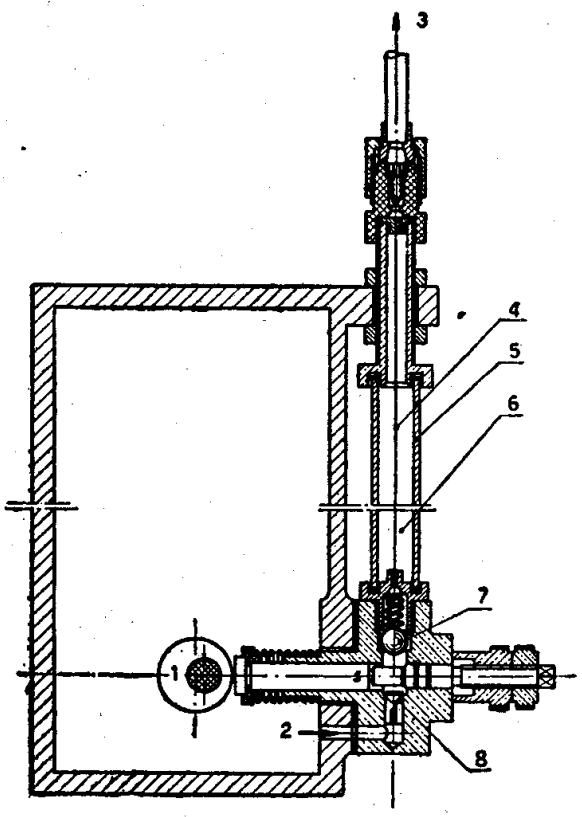


Fig. 377. – Cassetta di lubrificazione.
1, Eccentrico. – 2, Ingresso olio. – 3, Uscita olio. – 4. Filo guida-goccia. – 5, Tubo di spia. – 6, Acqua. – 7, Valvola di mandata. – 8, Valvola di aspirazione.

una per cilindro, comandate da un apposito albero ad eccentrici (fig. 377) oppure dal movimento alterno di altri organi (ad esempio dai tubi a ginocchiera); le pompe sono raggruppate in *cassette di lubrificazione* che vengono applicate in genere lateralmente ai cilindri o alle testate.

Prima di giungere alle cannole l'olio di ogni cilindro attraversa un tubo pieno d'acqua provvisto di un vetro di spia per cui è possibile controllare, dalle goccie che attraversano l'acqua, il funzionamento e la portata di ogni pompa. Talvolta su ogni stantuffo è disposta un'asticina uscente all'esterno, che permette di azionare a mano la pompa per eventuali supplementi d'olio.

La quantità d'olio che viene consumata per la lubrificazione dei cilindri è di circa 1 g/Cvh.

218. Refrigeranti.

I *refrigeranti* dell'acqua che circola nel motore e quelli dell'olio di lubrificazione e di raffreddamento non differiscono fra loro di massima che nelle dimensioni, essendo basati sullo stesso principio costruttivo.

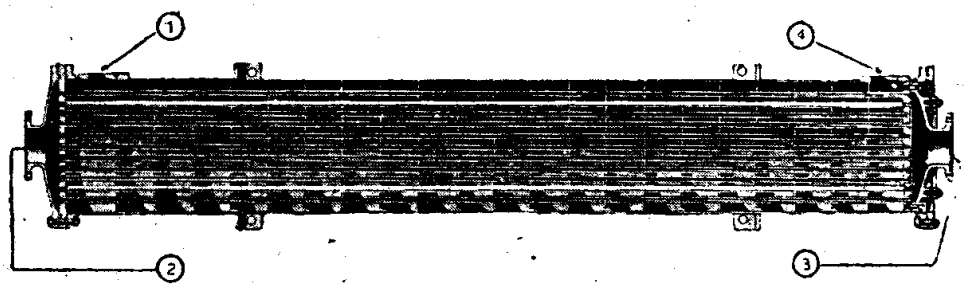


Fig. 378.
1, Uscita olio. – 2, Entrata acqua. – 3, Uscita acqua. – 4, Entrata olio.

Il *refrigerante dell'olio* è generalmente costituito da un fascio di tubi, raccolti in un corpo cilindrico, uniti alle due testate da due casse che fanno da collettori (fig. 378). L'olio passa nel refrigerante all'esterno dei tubi e l'acqua all'interno circolando in senso inverso; la temperatura dell'olio all'entrata ed all'uscita ha i valori approssimati di 50° e 30 °C.

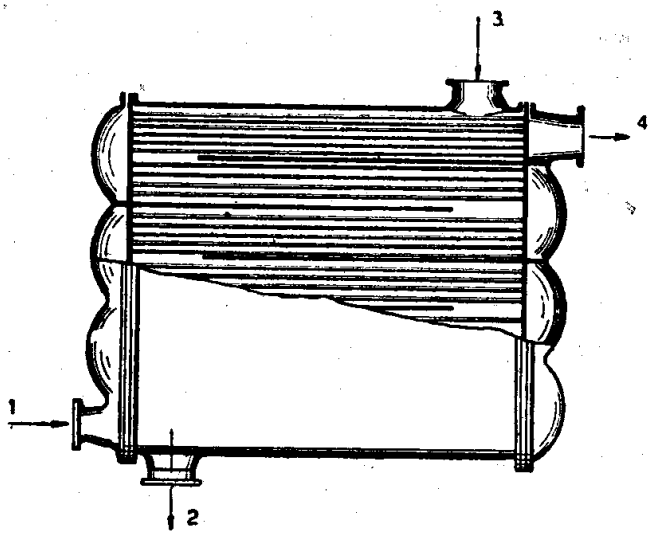


Fig. 379. – Refrigerante acqua.
1, Ingresso acqua di mare. – 2, Uscita acqua dolce. – 3, Entrata acqua dolce. – 4, Uscita acqua di mare.

I refrigeranti per l'acqua hanno normalmente forma parallelepipeda e sono costituiti da due testate unite tra di loro da un fascio di tubi (fig. 379). L'acqua da raffreddare passa all'esterno dei tubi con un andamento a zig-zag obbligato da appositi diaframmi; all'interno dei tubi circola l'acqua refrigerante, alla quale vien fatto percorrere un cammino in senso contrario.

219. Avviamento.

Per ottenere l'avviamento di un motore Diesel è necessario fargli compiere un certo numero di giri perchè le pareti si scaldino e l'aria possa raggiungere, sotto l'effetto della compressione, la temperatura di accensione del combustibile. Nelle applicazioni marine questo movi-

mento iniziale deve vincere anche la resistenza opposta dall'elica e perciò i mezzi per ottenerlo devono agire in modo particolarmente energico.

Nei motori Diesel lenti il moto iniziale è attuato per mezzo di aria compressa immessa nei cilindri, a tempo opportuno, attraverso alle valvole di avviamento. Queste possono essere applicate su tutti i cilindri oppure solo su una parte di essi. Nel primo caso, quando il motore ha assunto una certa velocità, si intercetta l'arrivo dell'aria ad alcuni cilindri e solo per questi si mette in funzione l'apparato d'iniezione; ad accensione avvenuta si dà fine al periodo di avviamento anche per i restanti cilindri. Nel secondo caso, sebbene l'avviamento sia meno veloce, si ha il vantaggio di un'accensione più facile perchè i cilindri che si avviano per primi non vengono raffreddati dall'espansione dell'aria compressa. Nei motori a doppio effetto le valvole di avviamento sono applicate solo in una delle due testate (generalmente quella superiore) e perciò nel periodo di avviamento il motore funziona a semplice effetto.

Nei motori a 4 tempi le valvole stanno aperte per angoli dell'albero a gomiti varianti fra 120° e 140°, e in quelli a 2 tempi fra 95° e 105° (si hanno anche angoli minori per motori che hanno un alto numero di cilindri funzionanti all'avviamento ad aria compressa); è quindi necessario che vengano provvisti di valvole di avviamento almeno 6 cilindri quando il ciclo è a 4 tempi, e 4 cilindri quando il ciclo è a 2 tempi, affinchè il motore si avvii con qualsiasi posizione iniziale dell'albero a gomiti. L'apertura delle valvole è generalmente compresa tra 5° di posticipo e 5° di anticipo rispetto al P.M.S.

Per diminuire la resistenza di trascinamento alcuni motori sono provvisti di *valvole di decompressione* comandate a mano che servono a diminuire la pressione nell'interno dei cilindri.

La distribuzione dell'aria può essere effettuata in tre modi diversi a seconda che si dispongano sul cilindro valvole automatiche o valvole comandate meccanicamente o pneumaticamente.

1°) *Distribuzione con valvole automatiche* (fig. 380).

Questo sistema, che viene usato nei motori di piccole dimensioni, è analogo a quello che abbiamo già visto nella seconda parte del testo. La bombola *B* alimenta un distributore *D*, rotante in fase con il motore; quando è aperta la mandata dell'aria, il distributore si innesta automaticamente e rotando distribuisce opportunamente l'aria alle valvole automatiche applicate sulle varie testate. Il complesso, che ha caratteristiche di notevole semplicità, viene ul-

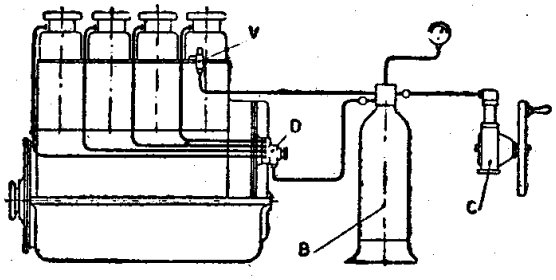


Fig. 380. – Avviamento con valvole automatiche.

teriormente semplificato quando la carica della bombola è ottenuta, come nel caso della fig. 380, utilizzando come compressore uno dei ci-

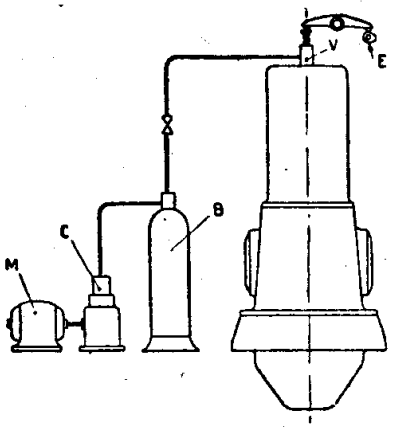


Fig. 381. – Avviamento con valvole a comando meccanico.

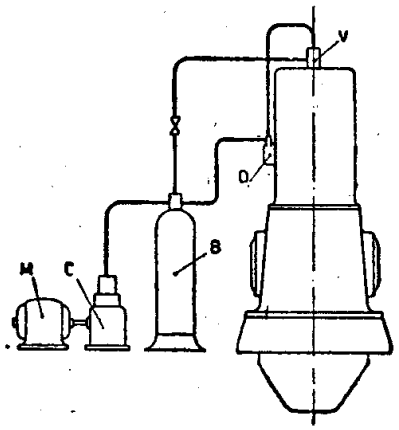


Fig. 382. – Avviamento con valvole a comando pneumatico.

lindri per il quale sia stata esclusa la mandata del combustibile e sia stata applicata una apposita valvola speciale *V*. In questo caso è però necessario completare l'impianto con un compressore a mano *C* da utilizzarsi in condizioni di emergenza.

2°) *Distribuzione con valvole comandate meccanicamente* (fig. 381).

Le singole valvole, messe in comunicazione con la bombola *B*, vengono aperte a tempo giusto, in fase col motore, dagli appositi eccentrici *E* dell'albero della distribuzione; l'aria è fornita da un compressore *C* comandato da un motore elettrico *M*.

3°) *Distribuzione con valvole comandate pneumaticamente* (fig. 382).

Ogni valvola, messa in comunicazione con la bombola, viene aperta pneumaticamente per azione di un distributore *D*. Questo è azionato da un albero ad eccentrici disposto in genere sul prolungamento dell'albero che comanda le pompe di iniezione, ed è costituito (fig. 383) da una valvolina a bicchiere tenuta in sede da una robusta molla. A valvola chiusa il condotto che unisce il distributore alla valvola (cioè il condotto di comando della valvola) co-

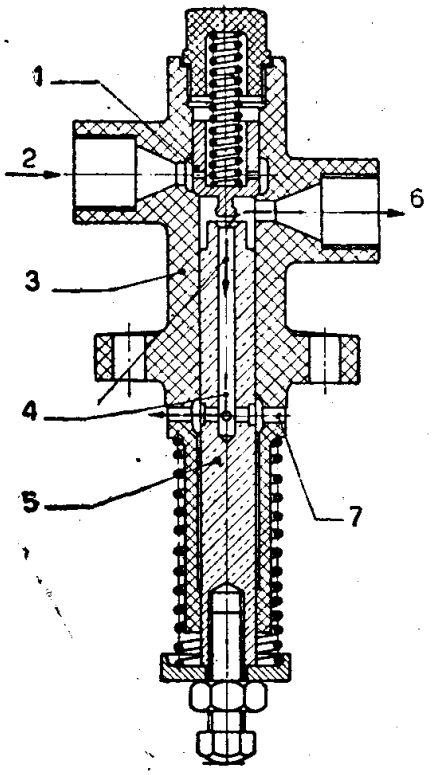


Fig. 383. – Distributore aria d'avviamento.

1, Valvola a bicchiere. – 2, Aria dalle bombole. – 3, Corpo del distributore. – 4, Percorso dello scarico dell'aria. – 5, Stelo. – 6, Aria alla valvola d'avviamento. – 7, Fori di scarico.

munica con l'atmosfera attraverso i fori 4 e 6. Quando l'eccentrico solleva la punteria, si chiude dapprima questa comunicazione e poi si apre la valvolina che mette in pressione il condotto *D-V* (fig. 382) permettendo alla valvola di avviamento di aprirsi. Nella corsa di ritorno della punteria, dapprima si chiude la valvolina e poi si riapre la comunicazione con l'atmosfera, permettendo alla valvola di avviamento di richiudersi.

220. Inversione di marcia.

L'inversione di marcia è una particolare necessità delle installazioni marine. Per esigenze di manovra le imbarcazioni devono infatti poter eseguire la retromarcia la quale non può essere ottenuta che invertendo l'inclinazione delle pale o il senso di rotazione dell'elica. Poichè la prima soluzione non è pratica per le difficoltà costruttive e di funzionamento che essa implica, si ricorre normalmente all'inversione del moto dell'albero porta-elica.

Nei motori piccoli ciò si ottiene generalmente per mezzo di un inversore ad ingranaggi (quasi sempre epicicloidali) interposto fra il motore e l'albero porta-elica, mentre nelle grandi unità si ottiene con maggior convenienza direttamente per mezzo dell'inversione del senso di rotazione del motore.

È facile rendersi conto, esaminando i diagrammi della distribuzione, che i motori Diesel non sono nel loro complesso reversibili, poichè di diagrammi non sono simmetrici rispetto ai punti morti. In effetti, nei motori a 2 tempi questa osservazione non ha significato se riferita alla distribuzione del fluido attivo, essendo questa realizzata dallo stantuffo senza relazione alcuna con il manovellismo, ma è ancora valida per quegli organi, come la pompa del combustibile e le valvole di avviamento che, essendo comandati dall'albero motore, sono soggetti anch'essi all'inversione di marcia.

Affinchè l'inversione sia possibile occorre dunque provvedere tutti gli organi della distribuzione, comandati dall'albero motore, di una seconda serie di eccentrici inseribile a volontà.

Spesso nei motori a 2 tempi, per maggior semplicità di realizzazione, si preferisce, per il comando della pompa del combustibile o delle valvole di avviamento, variare l'angolo di calettamento dell'albero degli eccentrici rispetto all'albero a gomiti; naturalmente in questo caso gli eccentrici devono essere a profilo simmetrico.

Considerati da un punto di vista generale, i mezzi usati sono essenzialmente i tre seguenti:

1°) *Doppia serie di eccentrici ed albero della distribuzione con spostamento assiale.* — Quando si vuol cambiare il senso di marcia si allontanano dai rispettivi eccentrici i rulli dei bilancieri o delle punterie e si fa scorrere longitudinalmente l'albero della distribuzione (od un al-

bero a manicotto porta-eccentrici scorrevole su di esso) in modo da portare sotto ai rulli la serie di eccentrici della retromarcia; ciò fatto si rimettono a posto i bilancieri portando i rulli a contatto. Lo spostamento dei bilancieri è ottenuto per mezzo del dispositivo descritto in precedenza e rappresentato in fig. 355; quando esistono delle punterie, l'allontanamento dei rulli è attuato con un meccanismo del tipo di quello indicato in fig. 384.

2°) *Doppia serie di eccentrici e doppia serie di rulli.* — Una realizzazione di questo sistema è schematicamente illustrata dalla fig. 385. L'albero, che porta i bilancieri (del tipo *a dito*) forniti di doppio rullo,

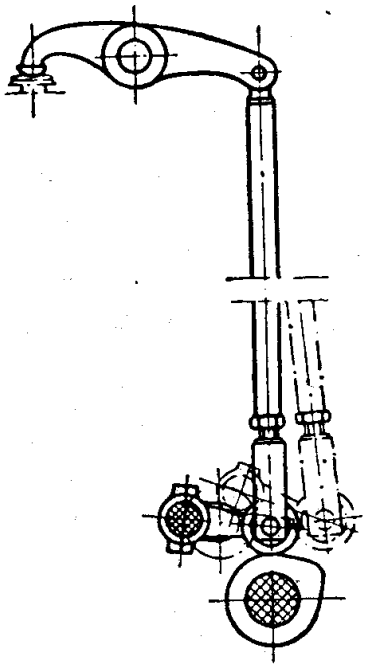


Fig. 384. – Disinnesto della punteria.

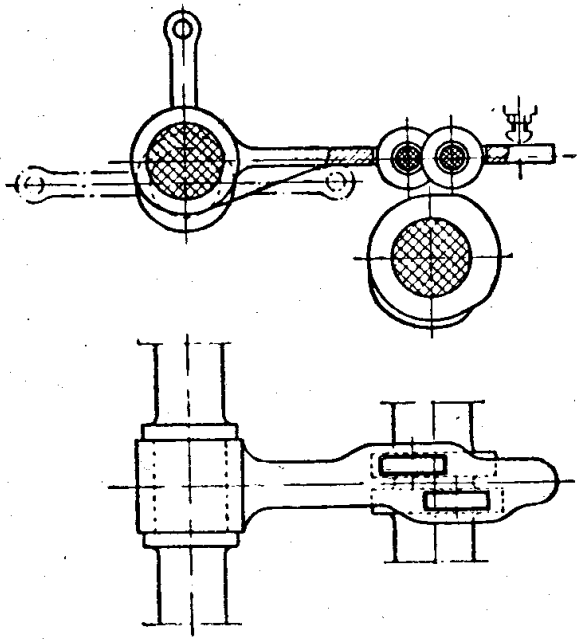


Fig. 385. – Bilanciere a doppio rullo.

è sopportato eccentricamente ed è spostabile per mezzo di una leva in modo che, nelle due posizioni estreme della leva, risulta a contatto del proprio eccentrico l'uno o l'altro dei due rulli. Nella posizione intermedia, che è quella rappresentata nella figura, ambedue i rulli sono allontanati dagli eccentrici ed il bilanciere resta in posizione di riposo.

3°) *Albero della distribuzione con calettamento variabile rispetto all'albero motore.* — L'albero degli eccentrici è comandato con l'intermediario di un giunto speciale che permette due diverse posizioni di accoppiamento: una per la marcia normale, l'altra per quella invertita.

Uno dei giunti più semplici è il *giunto a settori* adottato dalla FIAT per i suoi grandi motori a 2 tempi (fig. 386).

Esso è costituito da due dischi a settori che hanno fra di loro un gioco angolare corrispondente all'angolo di inversione, e che sono contenuti entro una scatola cilindrica a tenuta d'olio; apposite tubazioni

mandano olio sotto pressione nella scatola, da una parte o dall'altra dei settori, mantenendoli aderenti nella direzione del moto; durante la marcia del motore l'olio impedisce che si verifichino urti e rumori.

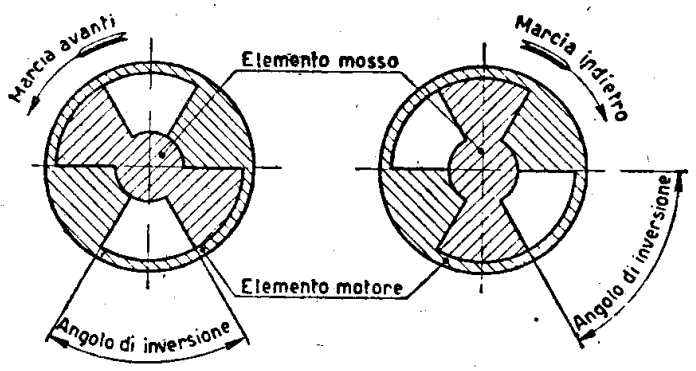


Fig. 386. – Giunto inversore'

Un altro tipo di giunto molto usato, ma che richiede un grande sforzo per ottenere lo spostamento angolare, è il giunto *a vite* detto anche semplicemente *vitone*. Consiste in un manicotto, calettato sull'albero degli eccentrici per mezzo di scanalature diritte o elicoidali portante all'esterno grossi filetti elicoidali a lungo passo, che si impegnano in corrispondenti scanalature praticate nell'interno del mozzo della ruota dentata che conduce l'albero. Per mezzo di un apposito comando si può far scorrere il manicotto assialmente entro la ruota dentata e variare così, per effetto della vite, l'angolo di calettamento fra albero

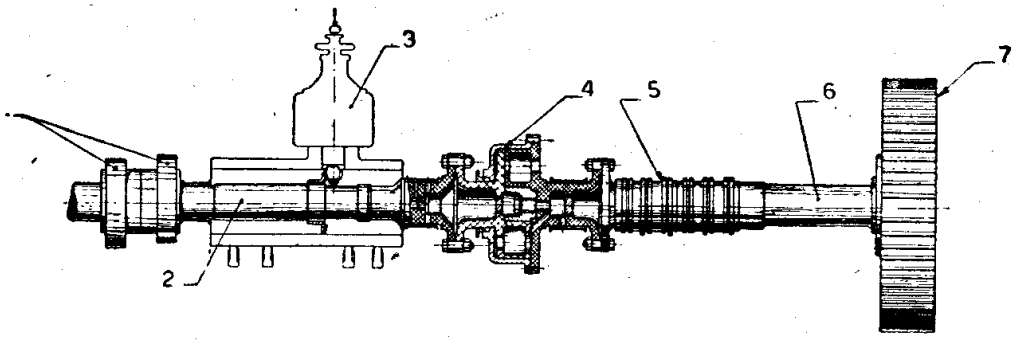


Fig. 387. – Albero della distribuzione con giunto inversore.

1, Eccentrici di comando delle pompe d'iniezione. – 2, Albero della pompa. – 3, Regolatore. – 4 Giunto inversore. – 5, Eccentrici di comando dei distributori d'avviamento. – 6 Albero dei distributori d'avviamento. – 7, Ruota di comando dell'albero.

e ruota. Questo giunto, applicato all'albero della pompa del combustibile, può essere impiegato anche per variare l'anticipo dell'iniezione a seconda del regine del motore.

Tra i sistemi descritti il terzo evidentemente non è applicabile che per il comando di un solo servizio, come ad esempio per le pompe di iniezione; per questa ragione è usato esclusivamente nei motori a 2 tempi nei quali l'applicazione è facile, anche per il fatto che lo spostamento angolare necessario per l'inversione del moto è relativamente piccolo.

In uno stesso motore possiamo peraltro trovare applicati per i diversi servizi più d'uno dei sistemi descritti; così ad esempio troviamo applicato, nei motori FIAT a 2 tempi a doppio effetto di recente costru-

zione, il secondo sistema per il comando dei distributori d'aria per l'avviamento ed il terzo, con *giunto a settori*, per il comando delle pompe d'iniezione.

La fig. 387 illustra in forma schematica l'albero della distribuzione di uno di questi motori.

Le varie operazioni che devono essere eseguite nella giusta successione per passare dalla marcia normale a quella invertita possono essere effettuate a mano, oppure mediante comandi idraulici o pneumatici e servomotori. Non ci dilunghiamo su questo argomento poichè la descrizione degli svariatissimi tipi di comando adottati dalle ditte costruttrici ci porterebbe oltre i limiti imposti alla nostra opera.

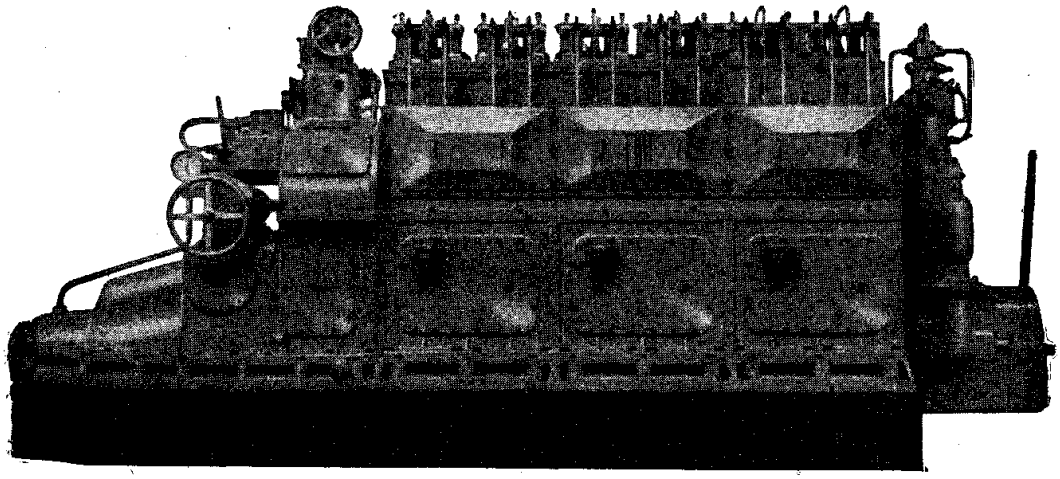


Fig. 388. – Motore Diesel lento FIAT a 6 cilindri e 4 tempi con inversore, per moto-peschereccio. Diametro 240 mm; Corsa 400 mm; Cilindrata 108576 cm³; Potenza 240 Cv a 450 giri/min.

CAPITOLO SESTO

MOTORI DIESEL VELOCI

221. Confronto con i motori ad accensione per scintilla.

Costruttivamente i motori Diesel veloci sono confrontabili con i motori ad accensione per scintilla; da questi differiscono essenzialmente, oltre che per i sistemi di alimentazione e di accensione, per il più elevato rapporto peso/potenza.

L'elevato valore del rapporto peso/potenza è una diretta conseguenza dei gravi sforzi cui devono resistere i vari organi durante la fase di combustione; sappiamo infatti che in questa fase la pressione raggiunge un valore quasi doppio di quello dei motori ad accensione per scintilla e, ciò che più conta, in uno spazio di tempo così breve da dar luogo alle tipiche trepidazioni ed al caratteristico « battere » che tutti i conduttori di autocarri conoscono.

Gli organi del motore, proporzionati per resistere a questi sforzi ed alle trepidazioni, risultano necessariamente di peso elevato.

Il peso delle parti che compongono il manovellismo e le difficoltà insite nel funzionamento ad iniezione (durata dell'iniezione e della combustione) impediscono il raggiungimento di regimi molto elevati; in media la massima velocità di rotazione si aggira sui 2200 giri/min e le potenze specifiche (Cv/l) sono perciò più basse di quelle dei motori ad accensione per scintilla (vedere tab. XVIII).

L'impulso dato alla costruzione dei Diesel veloci in questi ultimi anni è tecnicamente giustificato dalle seguenti ragioni:

1°) utilizzazione di un combustibile (gasolio o nafta) che per la sua elevata temperatura di infiammabilità è da considerarsi praticamente come non infiammabile, qualità importante nelle applicazioni automobilistiche, ferroviarie ed aeronautiche;

2°) consumo specifico minore di quello dei normali motori ad accensione per scintilla;

3°) prezzo del combustibile minore di quello dei carburanti normali.

Sono sopratutto le due ultime ragioni che, incidendo notevol-

mente sui prezzi dei trasporti automobilistici, hanno spinto i costruttori di autoveicoli a perfezionare sempre più i motori Diesel veloci e, in Italia, ad applicarli in modo quasi totalitario nel campo degli autocarri pesanti (1). Tuttavia i punti di inferiorità nei confronti dei motori ad accensione per scintilla sono numerosi e, per ora, tali da escludere l'applicazione dei Diesel veloci in diversi campi. Così ad esempio l'ele-

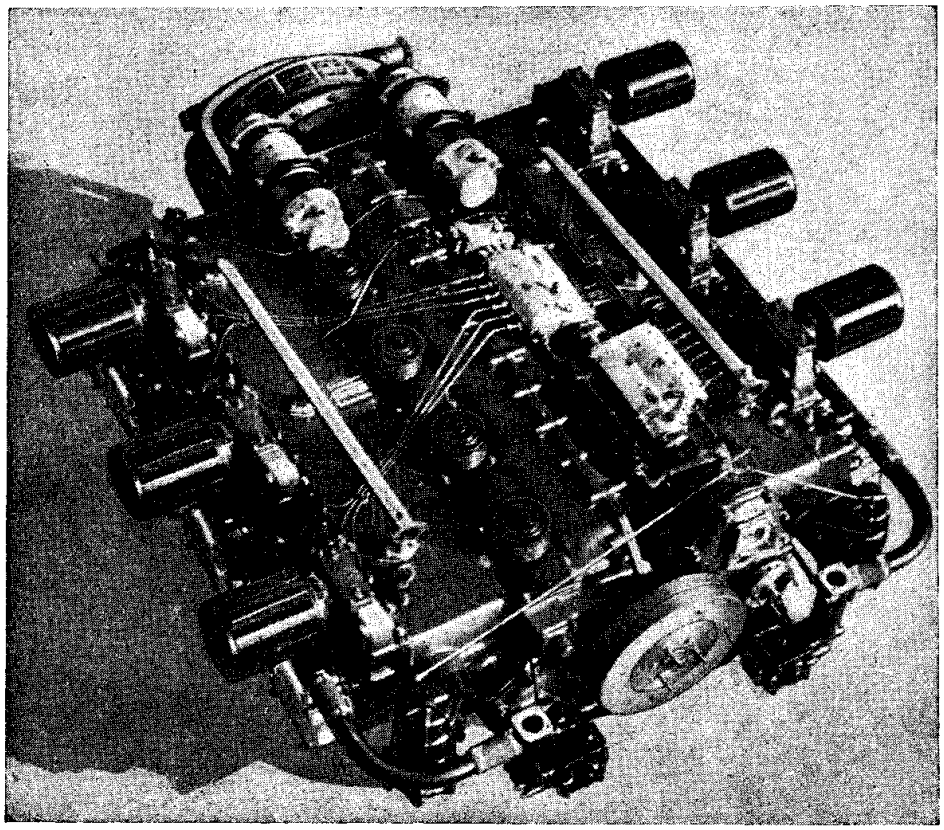


Fig. 39 – Motore Diesel veloce FIAT a 12 cilindri contrapposti per Littorina. Diametro 155 mm; Corsa 180 mm; Cilindrata 40757 cm³; Potenza 500 Cv a 1600 giri/min.

vato rapporto peso/potenza, la bassa potenza specifica e sopratutto il moto a carattere vibratorio ne ostacolano l'applicazione sulle autovetture.

L'installazione è in ogni caso più difficile e costosa di quella dei motori ad accensione per scintilla, perchè il loro ingombro è maggiore a parità di potenza richiesta, e perchè deve essere data, a causa della loro ruvidità di funzionamento, una maggior robustezza alle strutture

(1) In realtà la differenza di *costo* fra i carburanti normali ed i gasoli per motori da autocarri è minima ed in certi casi addirittura nulla, per cui non si spiegherebbe la grande diffusione del Diesel veloce nel campo automobilistico.

Le ragioni dell'impulso iniziale sono da ricercarsi in speciali condizioni commerciali create da grandi ditte industriali, mentre la successiva diffusione, specialmente in Italia, è da attribuirsi alla grande differenza di *prezzo* creata artificialmente dal Fisco fra il gasolio e la benzina.

di sostegno ed agli organi di trasmissione della potenza. Non è da trascurare inoltre il fatto che il loro prezzo iniziale è, per ragioni di peso e di difficoltà costruttive, nettamente superiore a quello dei motori ad accensione per scintilla.

Altro punto di inferiorità dei motori Diesel veloci è la difficoltà di avviamento; questa è dovuta non solo al grande sforzo occorrente per vincere la forte compressione nei cilindri, ma anche a particolari condizioni termiche che, a seconda del tipo di camera di combustione adottata, possono essere più o meno sfavorevoli all'avviamento.

Gli stessi vantaggi che spingono ad adottare il motore Diesel veloce nell'autotrazione e gli stessi svantaggi che ne ostacolano l'impiego, valgono anche nelle costruzioni aeronautiche, dove è ancora maggiormente sentita la necessità di bassi consumi, ma anche quella di più elevate potenze specifiche. In questo campo tuttavia sono già stati conseguiti ottimi risultati e sono in corso ulteriori perfezionamenti; ricordiamo a questo proposito i motori Junkers-Jumo (costruiti in Germania dove il Diesel veloce è all'avanguardia) con i quali, mediante l'adozione del ciclo a due tempi, si sono ottenute potenze specifiche dell'ordine di 40 Cv/l e consumi dell'ordine di 160 g/Cvh, che permettono autonomie veramente eccezionali.

222. *Caratteristiche costruttive.*

Salvo che nelle dimensioni, gli organi che compongono i motori Diesel veloci sono del tutto simili a quelli dei motori ad accensione per scintilla; esistono soltanto alcune differenze di dettaglio che trovano la loro ragione d'essere nel funzionamento secondo il ciclo Diesel.

Il sistema di iniezione è sempre del tipo meccanico. Le valvole sono sempre disposte *in testa* per poter ottenere una forma molto raccolta della camera di combustione, condizione necessaria per raggiungere il rapporto di compressione elevato caratteristico di questi motori, e per facilitare la combustione.

Il basamento ed il gruppo cilindri (il quale ultimo è sempre del tipo con canne riportate, a secco o in umido) sono disegnati con particolare riguardo alla rigidezza longitudinale e torsionale; l'albero a gomiti viene accuratamente sopportato facendo in modo che ogni manovella sia compresa fra due cuscinetti di banco.

I cuscinetti di biella e di banco sono comunemente eseguiti con guarnizione di lega rame- piombo, che spesso è applicata soltanto sul guscio che sopporta il carico maggiore; talvolta sono sostituiti da cuscinetti a rulli.

Gli stantuffi sono in genere più lunghi che nei motori ad accensione per scintilla e portano un maggior numero di anelli di tenuta; inoltre tutto il complesso del manovellismo, essendo dimensionato in relazione agli elevati sforzi ai quali è soggetto, è particolarmente robusto.

La pompa del combustibile è azionata generalmente da un albero che prende il comando dalla catena o dagli ingranaggi della distribuzione; nei motori per autocarri questo albero dà quasi sempre movimento anche al regolatore centrifugo e spesso alla pompa dell'acqua e ad un compressore d'aria per esrvizi ausiliari. L'avviamento è ottenuto per mezzo di motori elettrici, di avviatori ad inerzia, di motorini ausiliari a carburante, oppure a mezzo di dispositivi ad aria compressa.

Descriveremo nei paragrafi che seguono quegli organi che sono caratteristici dei motori Diesel veloci e non hanno riscontro negli altri tipi; tratteremo cioè in particolare delle varie forme delle camere di combustione, dell'apparato d'iniezione e del regolatore.

223. *Camera ad iniezione diretta.*

Il combustibile viene iniettato direttamente nel cilindro in una camera che, nella maggior parte dei casi, è formata da una cavità ricavata nel fondo dello stantuffo.

Generalmente la superficie della testata è piana o leggermente conica, l'iniettore è posto in corrispondenza dell'asse del cilindro e la camera di combustione assume la forma di un solido di rivoluzione avente l'asse coincidente con quello dell'iniettore (figura 390).

La camera risulta così molto raccolta, per cui presenta un elevato rapporto *volume/superficie*, l'iniettore si trova nella posizione più propizia per una buona ripartizione del getto nella carica d'aria.

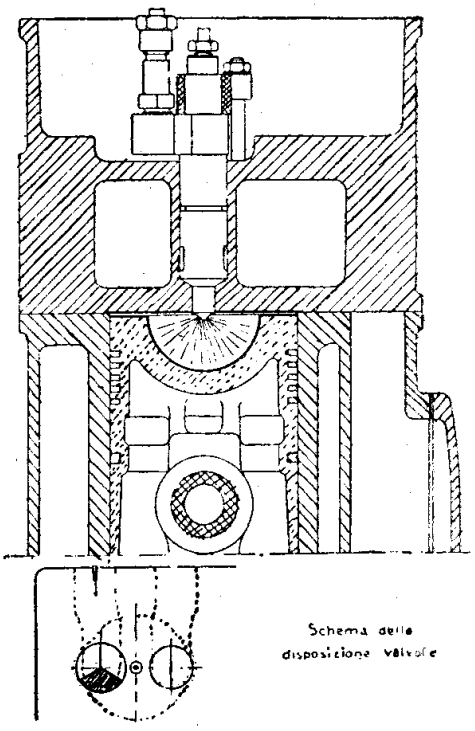


Fig. 390. – Camera ad iniezione diretta.

Per distribuire bene il combustibile nella camera e nello stesso tempo per impedire che le goccie arrivino a depositarsi ancora incombuste sulle pareti relativamente vicine, la portata viene suddivisa in vari piccoli getti aventi penetrazione adatta; l'iniettore porta perciò diversi fori di efflusso che necessariamente risultano assai piccoli (con diametro dell'ordine di 0,15 mm). Ciò rappresenta un inconveniente sia per le difficoltà di costruzione degli iniettori come per la facilità di otturazione dei fori da parte di depositi carboniosi, la cui formazione è anche facilitata dall'alta temperatura cui, l'iniettore è soggetto. Per queste ragioni la pra-

tica ha fissato un limite inferiore al diametro dei cilindri, che si aggira attualmente intorno ai 105 mm.

Anche con l'uso di iniettori di questo tipo è difficile, specie a bassi regimi ed a forti carichi, sfruttare bene la carica, per cui è necessario ricorrere ad un notevole eccesso d'aria (a scapito della potenza specifica ma non del consumo specifico che si mantiene basso perchè il rendimento termico resta elevato) oppure ad una buona turbolenza.

Questa può essere ottenuta con forme speciali della superficie superiore dello stantuffo oppure disponendo un *deflettore* sulle valvole di aspirazione (fig. 391), in modo da imprimere alla corrente d'aria

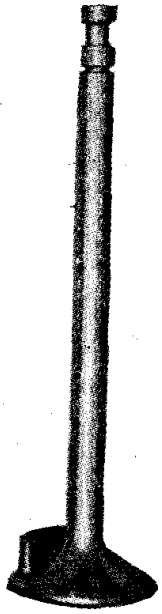


Fig. 391. – Valvola d'aspirazione con deflettore.

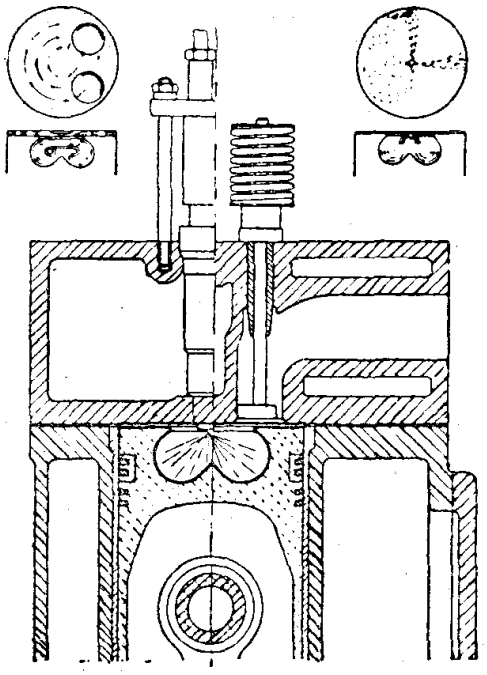


Fig. 392. – Camera Saurer ad iniezione diretta.

entrante un moto vorticoso. Buona a questo riguardo si è dimostrata la camera Saurer rappresentata in fig. 392: in essa la turbolenza impressa all'aria dalle valvole durante l'aspirazione è ulteriormente perfezionata, durante la corsa di compressione, dalla caratteristica forma della camera ricavata nello stantuffo. Elementi sfavorevoli a questo tipo di costruzione sono l'elevata temperatura ed il forte peso dello stantuffo, oltre che la difficoltà di fabbricazione e la delicatezza di funzionamento dell'iniettore: questi d'altra parte sono inconvenienti di carattere generale per tutti i normali motori ad iniezione diretta.

Altro tipo classico di camera ad iniezione diretta è quello realizzato da Junkers con un motore a due tempi a stantuffi contrapposti (fig. 393); in esso la turbolenza è ottenuta facendo entrare l'aria tangenzialmente alla parete del cilindro con una opportuna inclinazione

delle feritorie. La camera di combustione ha forma discoidale ma, poichè le variazioni di volume sono generate da due stantuffi, la sua altezza è abbastanza grande e ben proporzionata al diametro, la grande turbolenza e la forma della camera in relazione alla posizione degli iniettori permettono l'uso di fori di efflusso relativamente grandi, mentre l'adozione del ciclo a 2 tempi porta a potenze specifiche relativamente elevate. Se si pensa però che per ottenere il funzionamento simultaneo dei due stantuffi opposti è necessario adottare due sistemi completi di biellismi collegati da una serie di ruote dentate, oppure adottare bielle di trazione (fig. 394), si vede che questi vantaggi vengono realizzati a prezzo di notevoli complicazioni costruttive.

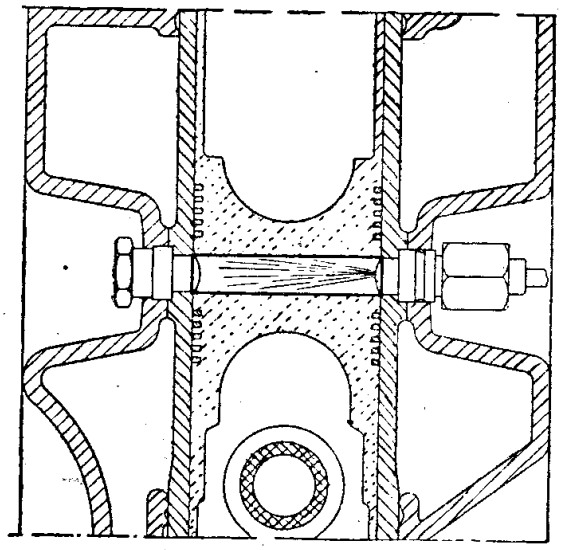


Fig. 393. – Camera Junkers ad iniezione diretta.

L'andamento della combustione nella camera ad iniezione diretta è caratterizzato da elevati valori del gradiente di pressione e da una notevole sensibilità al grado di anticipo, caratteristiche fortemente variabili col numero di giri e con il carico del motore. Questi inconvenienti e quelli già visti circa il funzionamento dell'iniettore sono piuttosto gravi nel campo dell'autotrazione; essi vengono attenuati nei tre tipi di motori: con *camera di precombustione o precamera*, con *camera ad accumulazione*, e con *camera separata a turbolenza*.

224. Camera di precombustione o precamera.

Lo spazio entro cui avviene la combustione è formato da due camere di cui una, *la principale*, è quella compresa nel cilindro fra lo stantuffo e la testata, e l'altra, detta *camera di precombustione o precamera*, è in genere tutta compresa nella testata; le due camere comunicano fra di loro a mezzo di alcuni fori di sezione relativamente piccola (fig. 395). Il volume della camera di precombustione può variare da 0,3 a 0,7 del volume totale delle due camere.

Il combustibile viene iniettato verso la fine della corsa di compressione, da un *iniettore a foro unico disposto nella camera di precombustione* e diretto verso lo sbocco che questa ha nella camera del cilindro.

Una parte del combustibile iniettato brucia nella camera di precombustione provocandovi un aumento di pressione; per effetto di questa pressione il combustibile rimanente viene proiettato nella camera principale dove trova l'aria necessaria al completamento della

combustione. La camera di precombustione costituisce così una specie di secondo sistema di iniezione, il quale è regolato unicamente dalla prima combustione che avviene in essa.

Da questa considerazione si possono trarre alcune interessanti de-

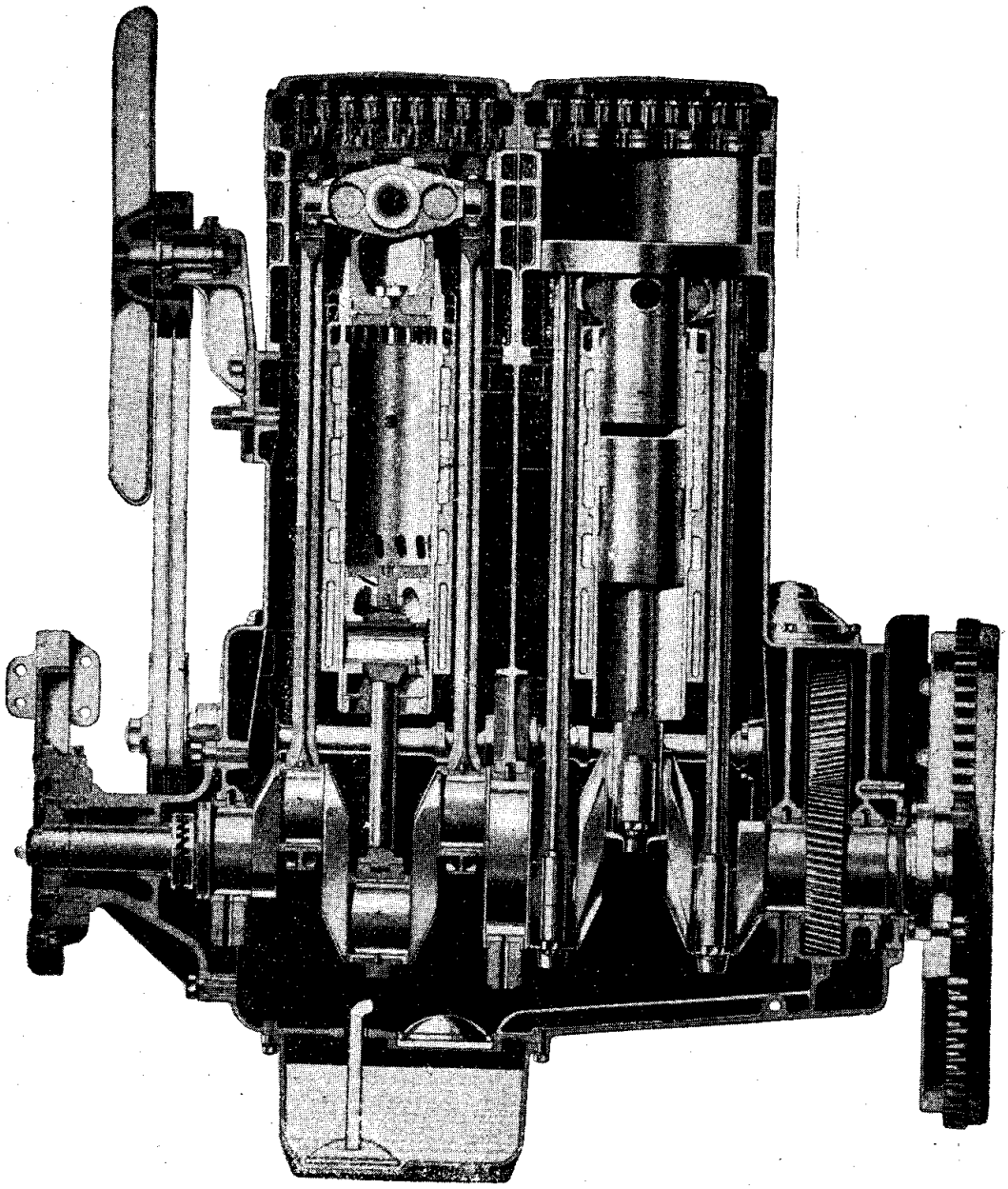


Fig. 394. – Motore Diesel veloce a 2 cilindri e 2 tempi tipo Junkers per autocarro Lancia RO. Diametro 90 mm; Corse: superiore 100 mm, inferiore 150 mm; Cilindrata 3180 cm³; potenza 64 Cv a 1500 giri/min.

duzioni. Dal punto di vista dello svolgimento della combustione la sezione dei fori di comunicazione fra le due camere risulta ottima solo per un determinato numero di giri. Perciò, se la sezione è dimensionata per un numero di giri di valore medio, a bassa velocità ed in ripresa sotto carico la combustione si svolge molto rapidamente in relazione

agli angoli di rotazione della manovella, con miglioramento del rendimento termico ma anche con aumento della rumorosità e della ruvi-

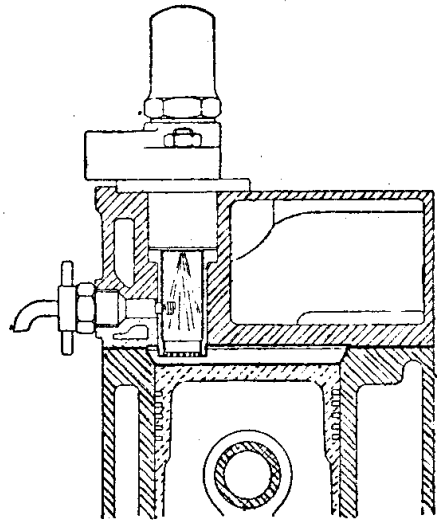


Fig. 395. – Precamera Deutz.

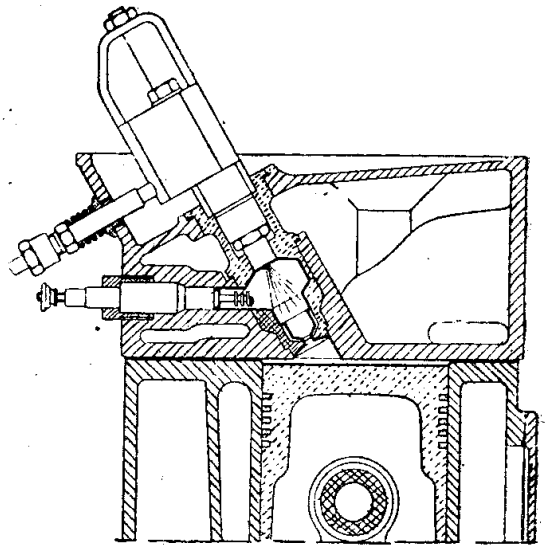


Fig. 396. – Precamera Mercedes-Benz.

dità di funzionamento del motore. Ad alto numero di giri, invece, si ha una combustione molto prolungata, con diminuzione del rendimento termico ma anche con maggior dolcezza di funzionamento.

In ogni caso le pressioni massime sullo stantuffo sono notevolmente più basse di quelle che si riscontrano nelle camere ad iniezione diretta, per cui gli organi del motore risultano meno sollecitati ed il funzionamento meno ruvido e rumoroso. Un altro vantaggio di questa camera è costituito dalla possibilità di impiego di iniettori a foro unico alimentati da una pressione relativamente bassa (80÷100 kg/cm²) e disposti in una zona termicamente poco sollecitata.

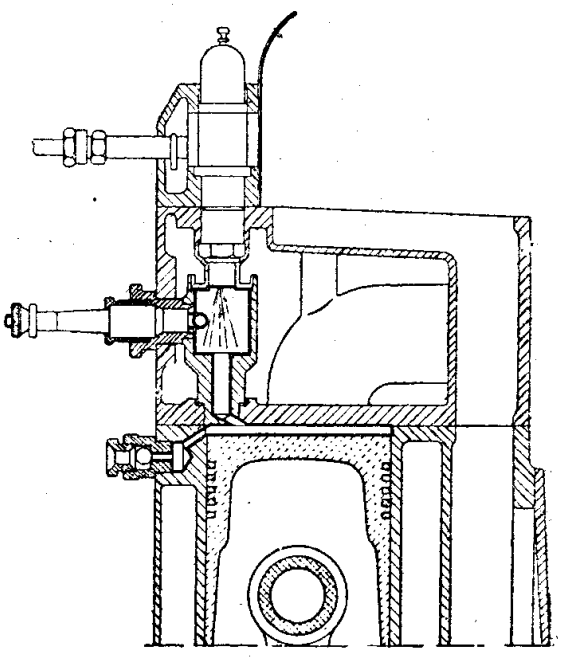


Fig. 397. – Precamera Büssing-Nag.

Come si vede dalle figg. 395, 396, 397, l'insieme della camera è sempre poco raccolto, cioè il rapporto *volume/superficie raffreddata dall'acqua* è piuttosto basso. Questa è la ragione principale delle difficoltà di avviamento a freddo di tutti i motori Diesel veloci che non sono ad iniezione diretta.

Anche la scarsa finezza di polverizzazione propria dell'iniettore a foro unico influisce notevolmente a rendere difficile l'avviamento. Per ovviare all'inconveniente, nella camera di precombustione è disposta una piccola resistenza elettrica, detta *candela ad incandescenza* (fig. 398) che all'atto dell'avviamento riscalda l'ambiente interno.

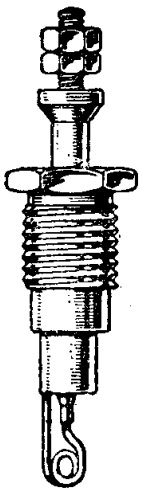


Fig. 398. – Candela ad incandescenza.

225. Camera ad accumulazione.

Anche in questo caso lo spazio destinato alla combustione è compreso entro due camere di cui una è la camera principale, ricavata in parte nella testa e in parte nel cilindro (più raramente nello stantuffo), l'altra è un vano posto nella testa detto *camera ad accumulazione d'aria*; la comunicazione fra le due camere è in genere ottenuta per mezzo di un piccolo condotto di forma accuratamente studiata. *L'iniettore è posto nella camera principale* di fronte allo sbocco della camera ad accumulazione (figg. 399 e 400).

Teoricamente il funzionamento avviene nel modo seguente: durante la fase di compressione buona parte della carica d'aria viene raccolta nella camera ad accumulazione; iniziata la combustione, l'aria che ne esce durante la fase di espansione investe l'iniettore il quale perciò dirige il suo getto sempre su aria nuova. Perchè ciò in realtà possa avvenire è necessario che la pressione nella camera ad accumulazione sia sempre più elevata che nel cilindro e che l'iniezione venga quindi molto prolungata nella fase di lavoro. Questo però abbasserebbe

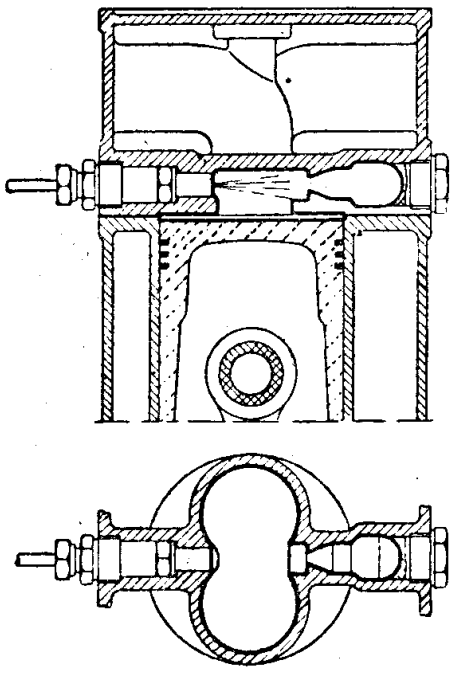


Fig. 399. – Camera Lanova ad accumulazione.

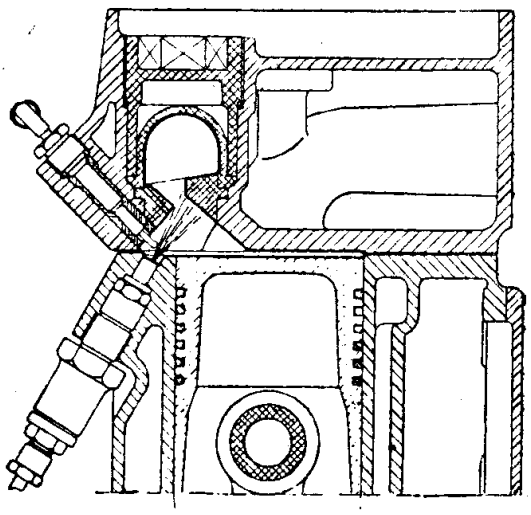


Fig. 400. – Camera Saurer ad accumulazione.

eccessivamente il rendimento termico, per cui in pratica si indirizza il getto in modo che parte di esso penetri nella camera ad accumulazione, che viene così a funzionare parzialmente come una camera di precombustione.

A seconda del rapporto fra la quantità di combustibile iniettata nella camera ad accumulazione e quella iniettata nella camera principale, il funzionamento del motore tende ad avere le caratteristiche di quello a camera di precombustione o di quello ad iniezione diretta.

Anche la camera ad accumulazione presenta il vantaggio di permettere l'uso di iniettori a foro unico e perciò di diametro relativamente grande; questa però è una delle ragioni che rendono necessario l'uso della candela ad incandescenza nel periodo d'avviamento. In questo tipo di camera l'iniettore tende a scaldarsi più del normale; attualmente si cerca di attenuare l'inconveniente inclinando l'asse del canale di comunicazione.

226. *Camera separata a turbolenza.*

La camera di combustione è tutta al di fuori del cilindro; l'aria viene inviata quasi per intero in questa camera, poichè quando lo stantuffo è al punto morto superiore, il volume del cilindro è ridotto al minimo compatibilmente con le esigenze di costruzione e di dilatazione durante il funzionamento.

Prototipo di queste camere è quella ideata da Ricardo (fig. 401); la camera di forma sferica comunica con il cilindro a mezzo di un corridoio ad essa tangente, che conferisce all'aria nella fase di compressione un energico moto rotatorio di turbolenza. L'asse dell'iniettore è disposto radialmente rispetto alla sfera ed il getto è diretto verso la parte più calda.

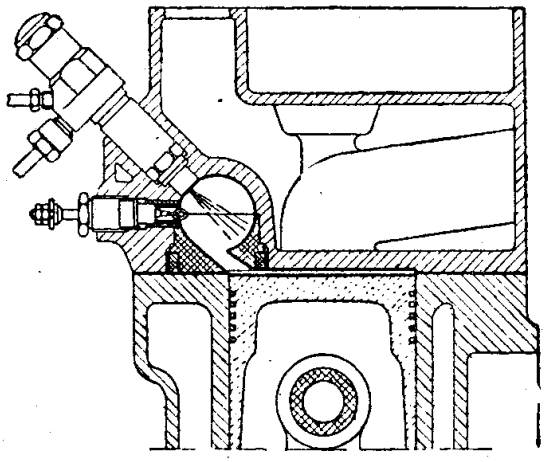


Fig. 401. – Camera Ricardo a turbolenza.

A differenza della camera di precombustione, la sezione del canale di comunicazione è relativamente grande, in modo da creare solo un freno al valore delle pressioni massime durante la combustione e non una resistenza nella fase di compressione.

Grazie alla forte turbolenza, è possibile l'uso di iniettori a foro unico: ma poichè la turbolenza diminuisce col numero di giri, il comportamento della camera peggiora a bassi regini e forti carichi.

Il tipo illustrato in fig. 402, adottato dalla Hercules, differisce dal tipo Ricardo per il fatto che la camera sferica è posta nel corpo del ci-

lindro, anzichè nella testa. Con questa disposizione la sezione del condotto di comunicazione con il cilindro viene parzialmente nell'ultimo tratto della corsa dello stantuffo; l'artificio serve a mantenere una buona velocità dell'aria all'ingresso nella camera, e quindi una buona turbolenza, anche quando lo stantuffo giunge in prossimità del P.M.S. Un altro vantaggio di questa camera risiede nel fatto che la testa è notevolmente semplificata e risulta più comoda la sistemazione delle valvole e migliore il loro raffreddamento.

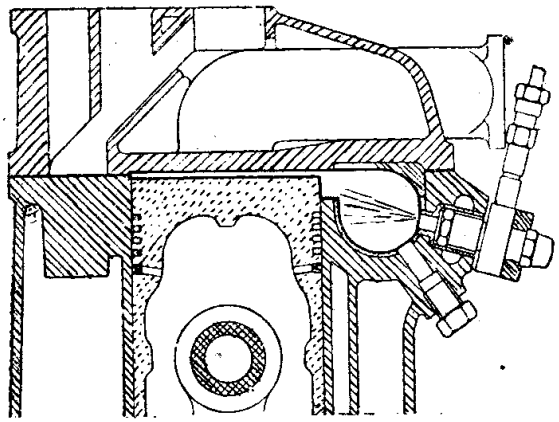


Fig 402. – Camera Hercules a turbolenza.

Per l'avviamento a freddo è sempre necessario il preriscaldamento del bulbo sferico per mezzo di candela ad incandecscenza.

227. *Confronto fra i diversi tipi di camere.*

Dopo quanto è stato detto intorno alle caratteristiche funzionali, possiamo fare un sommario confronto riassuntivo.

Costruttivamente la camera ad iniezione diretta è la più semplice e quindi la meno costosa. Uno sguardo alle figure riportate è sufficiente a spiegare la ragione: la testa è estremamente semplificata, uniformemente raffreddata e non necessita di parti in materiali speciali come succede negli altri tipi di camera. Non esistono eccessive difficoltà all'attuazione dell'avviamento a freddo oltre quelle normali che sono caratteristiche dei motori ad accensione spontanea. Gli inconvenienti relativi agli iniettori vanno fortemente attenuandosi coll'aumentare della cilindrata, perchè aumentano i diametri dei fori e diminuiscono quindi le possibilità di otturazione.

In linea generale si può dunque dire che l'iniezione diretta è sempre preferibile quando le dimensioni del motore siano tali da permettere l'uso di iniettori con fori di erogazione di sezione così grande da eliminare ogni pericolo di otturazione.

Ottimi risultati sono stati recentemente ottenuti dalla Ditta M.A.N. con un nuovo tipo di camera ad iniezione diretta con iniettore Decker a foro unico (fig. 403). Questa camera è caratterizzata dalla forma sferica, per cui presenta il massimo valore del rapporto volume/superficie, e dall'assenza di turbolenza. Pare che la mancanza di moto vorticoso, a parità d'omogeneità della miscela, faciliti l'avviamento e riduca il consumo grazie anche alle maggiori temperature raggiungibili nella camera.

I vari tipi di camera ad iniezione indiretta approssimativamente

si equivalgono; le camere ad *accumulazione* e quelle *separate* sono più adatte a motori piccoli e veloci. Difetto comune è, come abbiamo visto, la necessità di disporre di candele ad incandescenza per l'avviamento: la loro aggiunta rappresenta una complicazione costruttiva ed un aumento di costo. Le teste sono in generale piuttosto complicate; ciò è sopratutto evidente quando, per assicurare la buona combustione del gasolio iniettato con scarsa polverizzazione, è necessario creare delle zone non raffreddate che devono essere costruite in materiali speciali atti a resistere alle gravi sollecitazioni termiche.

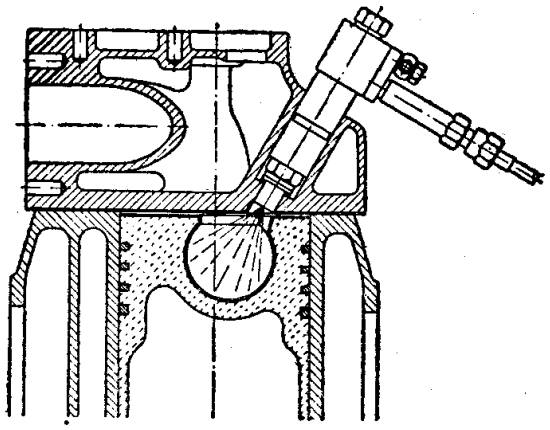


Fig. 403. – Camera M. A. N. ad iniezione diretta.

I principali vantaggi nei confronti delle camere ad iniezione diretta risiedono:

1°) nelle minori pressioni massime e perciò nella minor ruvidezza di funzionamento;

2°) nelle minori pressioni di iniezione;

3°) nell'utilizzazione di iniettori a foro unico.

In forma molto succinta il confronto fra il sistema ad iniezione diretta e gli altri ad iniezione indiretta è presentato nello specchietto seguente:

	Caratteristiche	Iniezione diretta	Iniezione indiretta
1	Potenza specifica	minore	maggiore
2	Consumo specifico	minore	maggiore
3	Pressione max sullo stantuffo	maggiore	minore
4	Avviamento	migliore	peggiore
5	Fumosità allo scarico	maggiore	minore
6	Incollamento anelli	minore	maggiore
7	Diluizione olio lubrificante ..	maggiore	minore
8	Semplicità costruttiva	maggiore	minore
9	Flessibilità di impiego	minore	maggiore
10	Restrizioni di progetto dovute a brevetti	poche	notevoli

228. *Apparato di iniezione.*

Le difficoltà che caratterizzano l'iniezione nei motori veloci sono:

a) il breve tempo disponibile per il periodo di introduzione del combustibile;

b) la necessità di garantire l'inizio dell'entrata del combustibile nella camera di combustione nell'istante più adatto allo svolgimento del ciclo; nelle applicazioni su autoveicoli è inoltre necessario poter variare il grado di anticipo di iniezione rispetto al P.M.S. in relazione al numero di giri;

c) la necessità, sentita specialmente ai bassi regimi, di iniettare per ogni ciclo una piccolissima quantità di combustibile; la difficoltà è tanto maggiore quanto minore è la cilindrata del motore.

La pressione di iniezione dovrebbe mantenersi costante per ottenere sempre una buona polverizzazione, ma ciò nei motori per autoveicoli non è possibile a causa delle contine variazioni di coppia in un grande campo di numero di giri; tuttavia la condizione è sufficientemente rispettata.

L'iniezione può esser fatta secondo due diversi schemi:

1°) Il combustibile è inviato con una pompa a bassa pressione in una camera di accumulazione dalla quale all'istante voluto viene poi, con uno speciale iniettore a stantuffo, forzato nel cilindro; la regolazione è eseguita sull'iniettore.

2°) Il combustibile è mandato direttamente dalla pompa al cilindro attraverso l'iniettore; tutto il circuito è soggetto alla elevata pressione d'iniezione; la regolazione è fatta sulla pompa.

Il primo sistema presenta il vantaggio di avere una bassa pressione nel circuito, per cui risultano eliminati gli incovenienti caratteristici dell'iniezione meccanica e cioè: gravi sollecitazioni della pompa e delle tubazioni, pulsazioni dovute alla elasticità delle tubazioni ed alla compressibilità del combustibile, colpi di ariete, diminuzione della pressione di polverizzazione ai bassi regimi e di tutti i disturbi che ne derivano. Tuttavia il sistema è poco usato per la complicazione degli organi di comando e per alcuni inconvenienti funzionali che richiedono una grandissima cura di fabbricazione.

Si è perciò imposto, sopratutto nei motori per autoveicoli. il secondo sistema che presenta il pregio della semplicità e facilità di applicazione.

Ci limitiamo perciò qui a descrivere quest'ultimo, il quale è paragonabile di massima all'apparato di iniezione meccanica dei motori Diesel lenti.

229. Pompe d'iniezione.

I tipi di pompe ideati per i motori Diesel veloci sono molto numerosi; le differenze esistenti fra un tipo e l'altro riguardano particolari di dettaglio come la disposizione dei vari organi e il modo col quale è ottenuta la variazione della portata.

In relazione al sistema di regolazione della portata le pompe possono essere a *corsa variabile* o a *riflusso variabile.*

Le pompe più diffuse e quasi universalmente usate nel campo automobilistico appartengono al gruppo delle pompe a riflusso variabile, e sono chiamate a *stantuffo rotante* per il caratteristico modo con il quale viene attuata la variazione del riflusso (1).

In fig. 404 è illustrato il funzionamento dei due organi caratteristici, cilindro e stantuffo, di un *elemento di pompa* (*c* ed *s* di fig. 405).

Quando lo stantuffo è in prossimità del punto morto inferiore (posizione 1 e 3 di fig. 404), scopre le due luci di alimentazione del combustibile ed il cilindro si riempie di gasolio che proviene da un serbatoio posto in posizione più alta della pompa. Nella corsa di ritorno lo stantuffo ricaccia in un primo tempo nel condotto di arrivo una parte del gasolio aspirato finchè le luci di immissione non sono ricoperte; a questo punto, cui corrisponde già una elevata velocità di stantuffo,

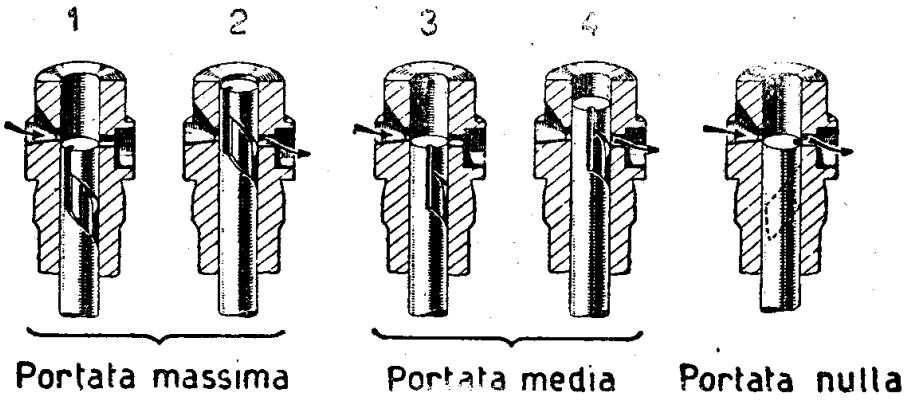


Fig. 404. – Funzionamento dello stantuffo rotante.

ha inizio la mandata ed il combustibile viene inviato all'iniettore attraverso ad una valvola di mandata (*v* di fig. 405).

La mandata cessa quando uno dei due fori di alimentazione viène scoperto dalla scanalatura elicoidale praticata sullo stantuffo; in questa posizione (2 e 4 di fig. 404) la camera del cilindro è rimessa in comunicazione con l'alimentazione attraverso alla fenditura longitudinale ed alla scanalatura elicoidale stessa, per cui il gasolio in eccesso rifluisce.

Per la regolazione della quantità di gasolio iniettato è quindi sufficiente ruotare lo stantuffo in modo che il foro di alimentazione venga scoperto dalla scanalatura elicoidale prima o poi.

La valvola di mandata compie una funzione importante: quella di abbassare notevolmente la pressione nella tubazione ed interrompere così più prontamente l'iniezione alla fine della mandata per evitare qualsiasi gocciolamento dell'iniettore. A tal fine la valvola (fig. 406) è provvista, al di sotto della sede conica, di un tratto cilindrico; con

(1) Questo tipo di pompa, che tanto ha contribuito al rapido progresso ed alla diffusione del motore Diesel veloce, è stato ideata e introdotta sul mercato dalla ditta Bosch di Stoccarda.

questo artificio si ottiene che alla fine della mandata, avvenuta la chiusura da parte del gambo cilindrico, la valvola si sposti ancora per

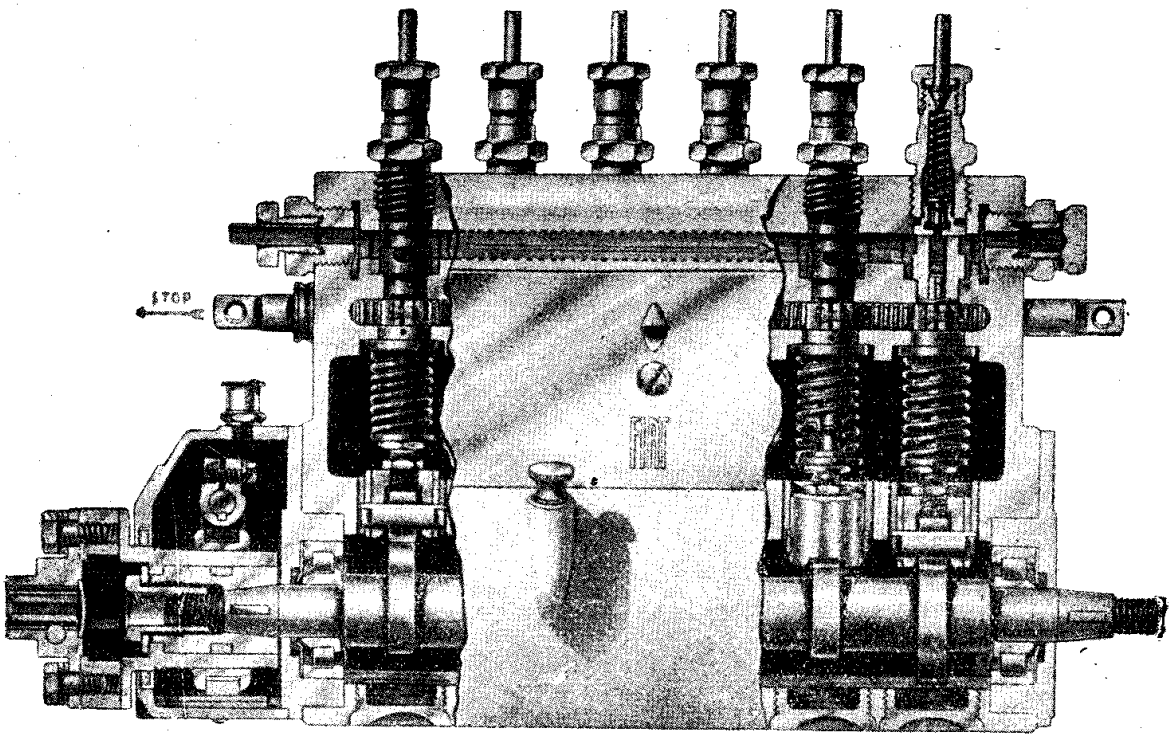


Fig. 405. – Pompa d'iniezione FIAT a stantuffo rotante.

raggiungere la sua sede, facendo variare il volume della conduttura e quindi abbassare repentinamente la pressione nella tubazione senza che si scarichi del liquido.

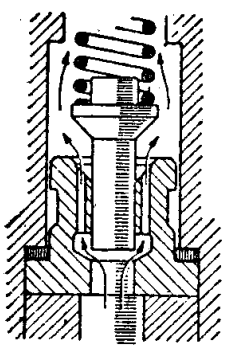


Fig. 406. – Valvolina di mandata della pompa d'iniezione.

I vari elementi sono raccolti in genere in un unico blocco. Il numero di elementi riuniti in blocco dipende dal numero dei cilindri del motore; fino a 6 cilindri è normalmente impiegato un solo gruppo; con 8 e 12 cilindri del motore si preferisce normalmente adottare due gruppi di 4 o di 6 elementi, e solo raramente, per esigenze di ingombro, tutti gli elementi vengono raggruppati in un solo corpo.

Nella fig. 405, che illustra una pompa FIAT per motore a 6 cilindri, si vedono chiaramente i dettagli costruttivi.

Un albero a eccentrici, in fase col motore, comanda i vari stantuffi per mezzo di punterie a rullo. Gli stantuffi, la cui corsa di aspirazione è ottenuta per mezzo di una molla a spirale, sono azionati, per la regolazione, ciascuno da una piccola ruota dentata. Affinchè le rotazioni dei singoli stantuffi avvengano contemporanea-

mente e nella stessa esatta misura, le rotelle dentate sono collegate da una unica cremagliera longitudinale che serve per la regolazione.

L'albero degli eccentrici è comandato attraverso un giunto a vite che permette, con un comando apposito, di variare l'anticipo dell'iniezione rispetto al P.M.S. La variazione è necessaria per l'avviamento e la marcia a vuoto ed il suo valore è in genere di 8°.

La ditta Bosch costruisce pompe per diverse portate: a tale scopo viene variato solo il diametro dello stantuffo mentre la corsa è mantenuta costante col valore di 10 mm per tutti i tipi. La portata massima di un elemento avente un diametro di stantuffo di 6 mm è, per ogni corsa, di 160 mm^3; con un diametro di 10 mm è di 440 mm^3.

L'applicazione sul motore richiede che la portata di pieno carico sia circa la metà della portata massima della pompa.

230. *Iniettori.*

I tipi comuni di iniettori sono del tutto simili a quelli per l'iniezione meccanica dei motori lenti. Ci limitiamo quindi a presentarne con la fig. 407 uno dei più recenti.

Nei Diesel veloci hanno capitale importanza la forma e l'orientamento del getto in relazione alla forma e al tipo della camera di combustione; questi fattori determinano infatti la diffusione del combustibile nella camera e perciò anche la buona utilizzazione del volume d'aria da cui dipende in grande misura la combustione.

Un fenomeno di grande importanza è quello del *gocciolamento*; il gocciolamento iniziale e finale consiste nella perdita di gasolio immediatamente prima ed immediatamente dopo il periodo di iniezione. Particolarmente dannoso, quanto facile a verificarsi, è il gocciolamento finale che costituisce un prolungamento o « coda » dell'iniezione. Il gasolio introdotto in questa fase, non essendo polverizzato, non è in condizione di bruciare subito e provoca il rapido otturamento degli ugelli per cokerizzazione, oppure brucia nel ciclo successivo provocando un aumento del gradiente e del valore massimo della pressione di combustione, perchè viene ad aumentare il ritardo all'accensione.

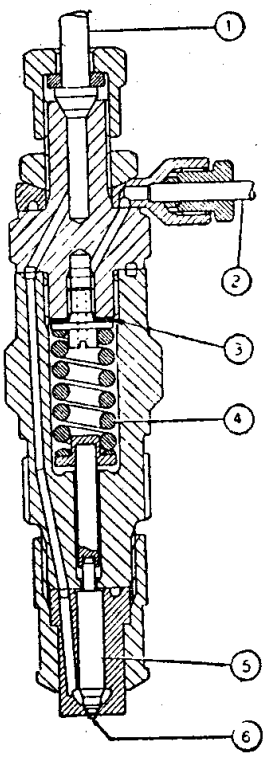


Fig. 407. – Iniettore per Diesel veloce.

1, Tubazione d'arrivo del combustibile. – 2, Tubazione di scarico delle perdite. – 3, Rondelle di spessore per l'esatta taratura della molla. – 4, Molla di richiamo della valvolina. – 5, Valvolina. – 6, Ugello.

Per impedire il gocciolamento vengono impiegati sopratutto *iniettori del tipo chiuso*. Questi, essendo provvisti di spina di chiusura, hanno, oltre il vantaggio dell'esattezza dell'inizio e della fine del-

l'iniezione, quello di una buona polverizzazione ai vari regimi, perchè l'alzata della spina, e perciò la sezione di passaggio del combustibile, è proporzionale alla portata della pompa.

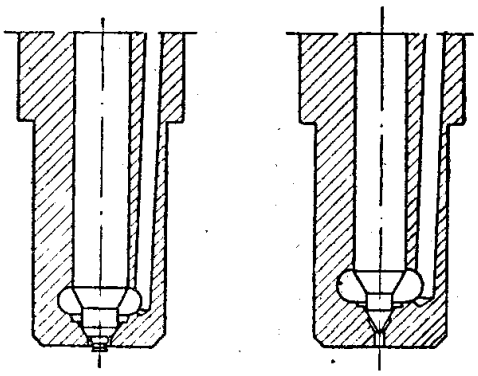


Fig. 408. – Ugelli a foro unico.

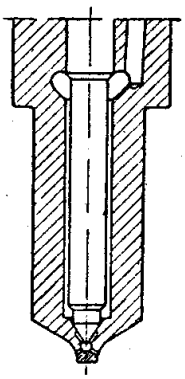


Fig. 409. – Ugello a più fori.

Gli *iniettori del tipo aperto* vengono usati in genere solo con camere ad iniezione diretta, adatte ad essere sfruttate con un getto a foro unico (motori Junkers a 2 tempi). Essi hanno il pregio di una grande semplicità ma non sono adatti a funzionare a regimi molto variabili, perchè la migliore polverizzazione si ottiene solo ad una certa pressione del combustibile. Perciò, per garantire una buona polverizzazione a basso regime, è necessario ammettere per i regimi più elevati delle pressioni fortissime che in certi casi superano i 700 kg/cm².

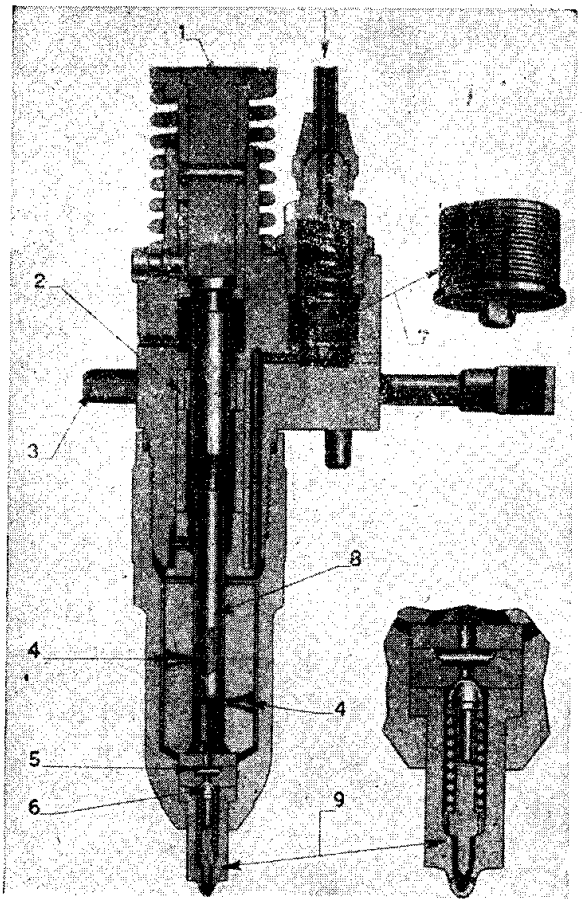


Fig. 410. – Pompa-iniettore.

1, Punteria. – 2, Ingranaggio di regolazione. – 3, Cremagliera di comando della regolazione. – 4, Luci di immissione. – 5, Valvola a sede piana. – 6, Valvola a sede sferica. – 7, Filtro. – 8, Stantuffetto. – 9, Ugello.

Come già è stato detto gli iniettori possono essere ad uno (fig. 408) od a più fori (fig. 409); la scelta del numero dei fori e la loro posizione relativa dipendono dalla forma della camera di combustione e dalla posizione del polverizzatore. La loro messa a punto richiede sempre un accurato e paziente lavoro sperimentale.

Per il collegamento fra pompe

e iniettori vengono generalmente usati tubi di acciaio con diametri interno ed esterno di 3 e 6 mm per pressioni fino a 150 kg/cm² e con diametri di 2 e 4 per pressioni superiori.

Le alte pressioni in gioco, il rapido susseguirsi delle iniezioni e l'elasticità del fluido e delle tubazioni possono dare luogo a fenomeni di oscillazioni della colonna fluida con formazione di onde di pressione che possono provocare una vibrazione nella spina mobile dell'iniettore, frazionando l'iniezione. Per allontanare il pericolo del fenomeno è bene che le tubazioni siano più brevi possibile.

Una soluzione radicale a questo riguardo è quella di conglobare in un tutto unico ogni elemento di pompa col proprio iniettore, formando un gruppo chiamato la *pompa-iniettore*. Il comando dei vari iniettori viene in tal caso fatto dallo stesso albero della distribuzione del motore.

La fig. 410 illustra la pompa-iniettore a stantuffo rotante adottata dalla General Motors sui suoi moderni motori veloci a 2 tempi.

231. Regolazione.

Nei motori Diesel veloci usati per l'autotrazione è indispensabile un regolatore che sia capace di assolvere i seguenti compiti:

1°) *Regolare la marcia al minimo.* In questa condizione di marcia il motore è infatti molto instabile per le difficoltà di polverizzazione e perchè, in confronto al motore a carburazione, le resistenze passive variano di poco col variare del numero di giri per effetto della soppressione della farfalla sul condotto di aspirazione.

2°) *Regolare il motore* in modo che, per ogni posizione della manetta di comando o del pedale acceleratore, il numero di giri si mantenga al valore voluto anche col variare del carico.

3°) *Impedire velocità pericolose* causate dall'iniezione di dosi di combustibile troppo forti in rapporto al carico del motore.

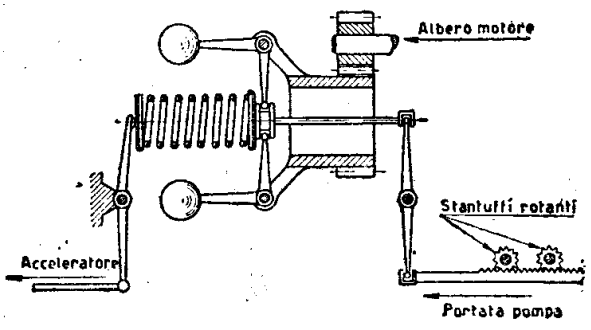


Fig. 411. – Schema di regolatore ad azione diretta.

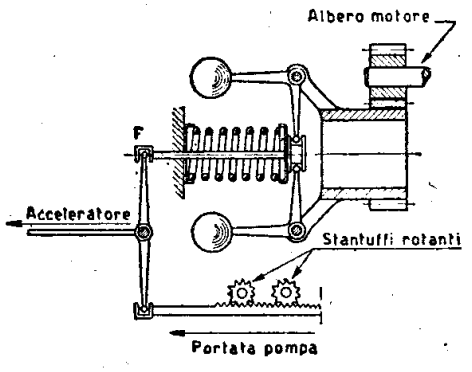


Fig. 412. – Schema di regolatore ad azione indiretta.

La regolazione deve quindi avere carattere di continuità dal minimo numero di giri fino al massimo ammesso per le condizioni di pieno carico; questo rappresenta un caso tipico di quella che abbiamo definito come *regolazione continua di marcia* (v. § 83).

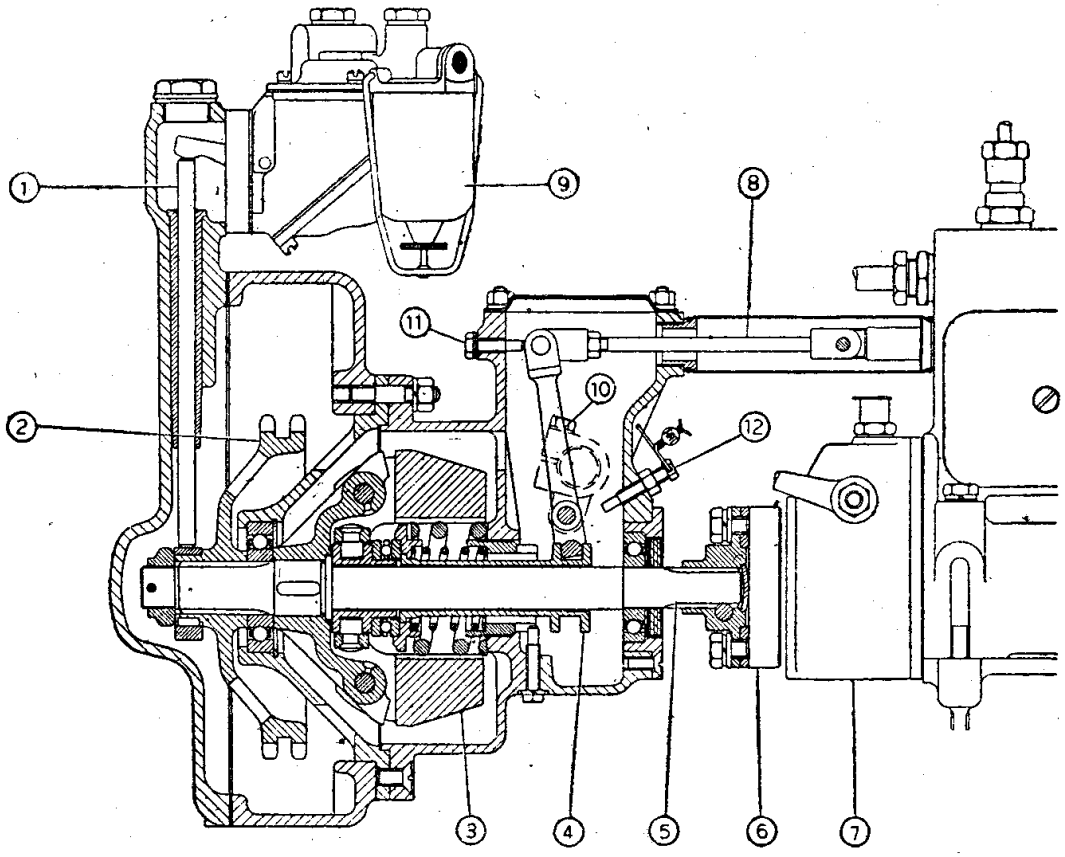


Fig. 413. – Regolatore di velocità.

1, Puntale di comando della pompa d'alimentazione del combustibile. – 2, Ingranaggio di comando del regolatore. – 3, Masse centrifughe. – 4, Manicotto scorrevole. – 5, Albero del regolatore. – 6, Giunto di comando della pompa di iniezione. – 7, Scatola del comando anticipo. – 8, Tirante di comando dell'asta dentata di regolazione della pompa. – 9, Pompa d'alimentazione del combustibile. – 10, Leva di comando asta di regolazione della pompa. – 11, 12, Viti limitatrici della corsa della leva 6.

I regolatori usati a questo scopo sono tutti a masse centrifughe e si possono dividere essenzialmente in due tipi.

Nel primo, schematizzato in fig. 411, il comando dell'acceleratore agisce sulla molla di contrasto delle masse in modo da variarne con continuità la taratura ed adattare così le caratteristiche del regolatore ad ogni regime del motore.

Nel secondo invece (fig. 412) il comando dell'acceleratore agisce sulla cremagliera che comanda la rotazione degli stantuffi attraverso ad una leva; la posizione del fulcro di questa leva è definita dal regolatore che viene a correggere le posizioni imposte, per mezzo dell'acceleratore, da chi manovra il motore.

Il regolatore è comandato dall'albero motore mediante catena o ingranaggi ed è spesso incorporato nel gruppo pompa d'iniezione.

La fig. 413 rappresenta un regolatore del secondo tipo.

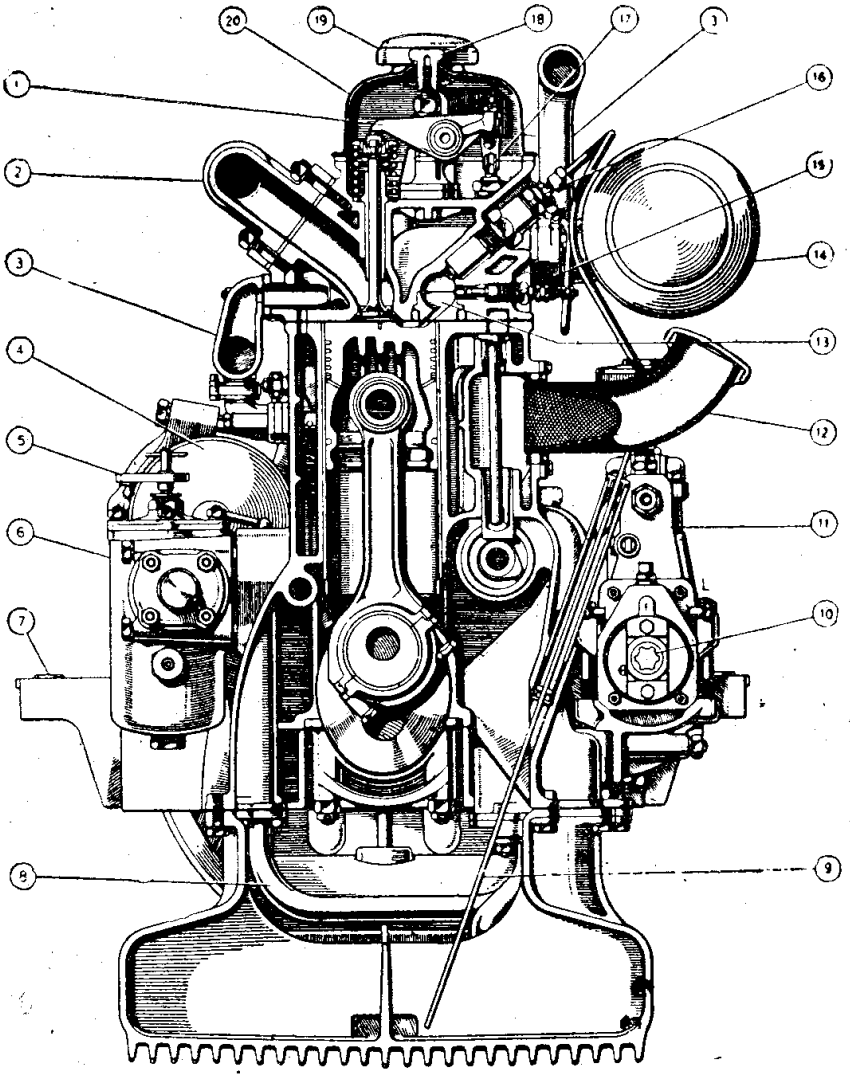


Fig. 414. – Sezione trasversale del motore Diesel veloce a 6 cilindri 4 tempi per autocarro FIAT 626. Diametro 100 mm; Corsa 122 mm; Cilindrata 5750 cm³; Potenza 70 Cv a 2200 giri.

1, Bilancere comando valvole. – 2, Collettore di scarico. – 3, Condotti dell'acqua di raffreddamento. – 4, Motorino elettrico d'avviamento. – 5, Levetta di pulizia del filtro d'olio. – 6, Filtro d'olio di mandata. – 7, Sopporti di sospensione posteriore del motore. – 8, Tubazione di mandata olio dalla pompa al filtro. – 9, Asta indicatrice livello dell'olio nella coppa. – 10, Giunto comando pompa d'iniezione. – 11, Pompa d'iniezione a stantuffi rotanti. – 12, Bocchettone introduzione olio nel motore. – 13, Camera di combustione. – 14. Filtro d'aria. – 15. Candela ad incandescenza. – 16, Iniettore del combustibile. – 17, Asta comando bilancieri delle valvole. – 18, Dado fissaggio coperchio di protezione delle punterie. – 19. Bocchettone sfiatatoio. – 20, Coperchio di protezione delle punterie.

APPENDICE

METODI ED APPARECCHI DI PROVA DEI MOTORI ENDOTERMICI

CAPITOLO PRIMO

MISURE DI POTENZA, CONSUMI E RENDIMENTI

232. Prove sperimentali e prove di collaudo.

Le prove sui motori endotermici si distinguono in *prove sperimentali* e *prove di collaudo*

Le **prove sperimentali** sono effettuate da laboratori all'uopo attrezzati, e comprendono quel complesso di esperienze e di ricerche che sono necessarie ad ottenere una accurata registrazione di tutti i dati che definiscono le caratteristiche di un motore. Le prove principali servono a determinare i valori della *coppia motrice*, della *pressione media effettiva*, della *potenza sviluppata*, della *potenza assorbita dagli attriti*, del *consumo* e quindi anche dei vari *rendimenti*.

In questa categoria vanno comprese anche le ricerche e gli studi aventi lo scopo di esaminare lo sviluppo dei fenomeni termodinamici (rilevando ad es. i valori e l'andamento delle pressioni nei cilindri, la composizione dei gas di scarico, le calorie sottratte col raffreddamento, ecc.) e tutte le altre prove e misure che, consentendo di approfondire le cognizioni tecniche sui vari fattori influenzanti le caratteristiche del motore e sul funzionamento dei singoli organi, conducono al miglioramento del progetto e della produzione.

Tutti i motori di nuovo progetto sono sottoposti ad una lunga serie di prove sperimentali; queste vengono alternate con severe prove di durata e di carico che sono ripetute fino a che, dopo una accurata messa a punto, sono raggiunte le caratteristiche previste in sede di progetto.

Quando un motore prototipo, esaurientemente sperimentato, è giudicato in grado di compiere, con un certo margine di sicurezza, il servizio cui è destinato, si dice *omologato*. Nel caso dei motori per autoveicoli, in generale l'omologazione è data dall'Ente che ha compiuto le prove, facente parte del complesso organizzativo della casa costruttrice. Nel caso dei motori d'aviazione o marini, la cui produzione è controllata dallo Stato, le prove di omologazione sono eseguite secondo un *capitolato* speciale e sono controllate da apposite Commissioni nominate da Enti Statali che, in Italia, sono il *Registro Aeronautico* e quello *Na-*

vale per le applicazioni civili, ed il *Genio Aeronautico* e quello *Navale* per le applicazioni militari.

Le **prove di collaudo** si riferiscono ai motori i quali hanno superato le prove di omologazione. Nel caso dei motori per gli autoveicoli e per l'aviazione, le prove di collaudo servono a controllare che le caratteristiche dei motori di produzione corrispondano a quelle dei *prototipi* omologati e nello stesso tempo ad eseguire un periodo di *assestamento* che permetta di verificare il regolare funzionamento dei vari organi.

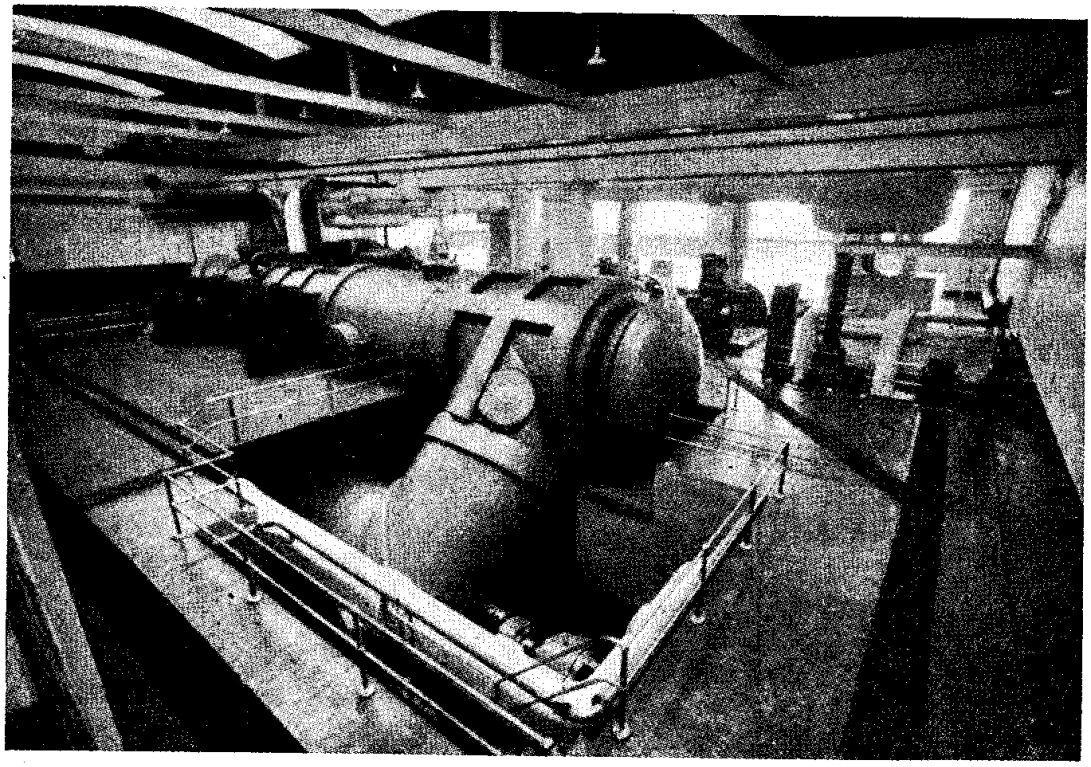


Fig. 415. - Reparto alta quota della sala prova motori d'aviazione della FIAT.

Nel caso dei grandi motori marini i prototipi, dopo l'omologazione, vengono applicati senz'altro a bordo, per cui le prove di collaudo praticamente non si distinguono da quelle sperimentali che, già esaurientemente svolte in sala prova, vengono completate in mare.

Le prove di collaudo consistono in genere in semplici rilievi di potenza e controlli di funzionamento (collaudo d'officina dei motori per autoveicoli e per aviazione), oppure in prove di più o meno grande durata e severità fatte con lo scopo di garantire all'utente le prestazioni contrattuali (prove saltuarie di collaudo secondo norme unificate od appositi capitolati).

Il numero e le modalità delle prove, così come gli strumenti impiegati per eseguirle, variano al variare del tipo di motore e delle sue condizioni di produzione e di impiego.

Un grandissimo sviluppo hanno avuto sopratutto gli strumenti che si riferiscono alle prove dei motori veloci ad accensione per scintilla e ad accensione spontanea; ciò è spiegato dal fatto che le difficoltà da superare in questo campo per eseguire le varie misurazioni sono molto superiori a quelle che si incontrano nel campo del motori Diesel lenti. Ricordiamo ad esempio, nel caso dei motori d'aviazione, le prove in sala d'alta quota, cioè quelle prove che vengono eseguite in un ambiente che riproduce le condizioni atmosferiche di volo. La fig. 415 mostra la sala prova alta quota della FIAT, dove è visibile al centro la cabina stagna, o cella, entro cui è posto il motore.

233. *Misurazione della potenza al freno.*

Il misuratore di potenza più rudimentale è il *freno di Prony*. Esso è costituito (fig. 416) da una coppia di ceppi che possono essere serrati sul volano oppure su di un tamburo fissato al volano stesso o all'albero motore. L'attrito fra il tamburo e i ceppi assorbe la potenza del motore e la trasforma in calore. I ceppi portano un braccio il cui peso è equilibrato rispetto all'asse di rotazione da un braccio uguale e simmetrico o da un contrappeso. Quando l'albero è in movimento il freno tende ad essere trascinato, ma la sua rotazione viene impedita applicando all'estremità del braccio un peso di valore tale da mantenere il freno in equilibrio.

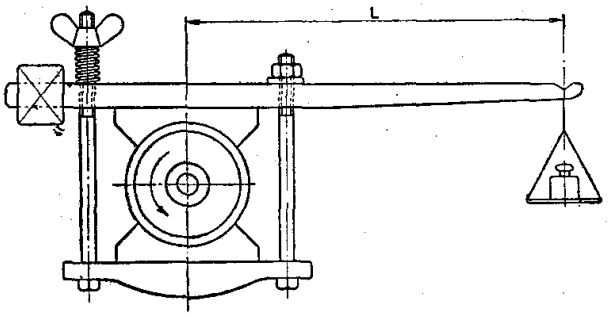


Fig. 416. – Freno Prony.

Se chiamiamo r (in m) il raggio del tamburo, L (in m) la distanza, misurata in senso orizzontale, fra il baricentro del peso e l'asse di rotazione, e P (in kg) il peso equilibrante, evidentemente lo sforzo tangenziale di attrito sulla superficie di strisciamento è dato da $L\,P/r$.

Se la velocità di rotazione del motore è di n giri/min, la velocità di strisciamento è di $2\,\pi\,n\,r$ m/min e la potenza dissipata è, in Cv:

$$N = \frac{L\,P}{r}\,\frac{2\,\pi\,n\,r}{60 \times 75} = \frac{L}{716}\,P\,n\,.$$

Il freno di Prony non è usato in pratica perchè presenta gravi difficoltà allo smaltimento del calore ed al mantenimento della costanza del potere frenante; lo abbiamo descritto soltanto perchè si presta ad una spiegazione rapida del principio su cui sono basati tutti i *freni dinamometrici*.

I freni dinamometrici comunemente impiegati sono compresi nelle seguenti categorie;

a) Freni idraulici;

b) Freni elettrici:

c) Freni aerodinamici.

In essi, per agevolare la determinazione della potenza, la lunghezza del braccio è scelta in modo che L risulti pari a 0,716 m oppure a 1,432 m perchè così si ha:

per $L = 0{,}716$ m: $N = 0{,}001\ P\,n$ Cv;
per $L = 1{,}432$ m: $N = 0{,}002\ P\,n$ Cv.

Evidentemente il valore del momento motore nei due casi è:

$$M = 0{,}716\ P$$
$$M = 1{,}432\ P.$$

I freni sono misuratori di potenza *ad assorbimento* o ad *azione diretta* in quanto assorbono e dissipano l'energia prodotta dal motore.

Esiste anche una categoria di misuratori *ad azione indiretta*; a questa appartengono i *torsiometri*, i quali vengono inseriri fra il motore e l'elemento condotto e non assorbono energia durante la misurazione del momento trasmesso. Un torsiometro, quando viene usato al banco di prova, deve quindi essere sempre accoppiato ad un freno il quale provochi nella trasmissione la formazione del momento motore da misurare, che viene espresso dall'entità della deformazione angolare subita dal dispositivo.

Altri misuratori ad azione indiretta sono talvolta usati nelle determinazioni sperimentali delle potenze in volo dei motori d'aviazione, ma il loro impiego non è ancora di pratica corrente.

La determinazione della potenza alle ruote di un autoveicolo può essere effettuata con dispositivi, esterni al veicolo, analoghi agli ordinari misuratori ad assorbimento: essi constano generalmente di speciali rulli, su cui agiscono le ruote motrici, collegati ad un comune freno misuratore.

234. *Freni idraulici.*

I freni idraulici sono adatti alle misurazioni di potenza della maggior parte dei motori endotermici. Essi comprendono sempre una girante, o *rotore*, nell'interno di un involucro, o *statore*, riempito con acqua.

Nel freno Froude, che è il tipo di maggior impiego, girante ed involucro sono provvisti di cavità e palette opportunamente sagomate che impartiscono all'acqua un movimento vorticoso, il quale assorbe e trasforma in calore il lavoro compiuto dal motore.

Nel freno Ranzi (o Brotherhood, o Junkers) la girante è formata da uno o più dischi che sono compresi fra dischi fissi all'involucro (figura 417); lo spazio fra i dischi mobili e quelli fissi è molto piccolo, per cui l'acqua interposta è trascinata violentemente e si scalda per attrito interno; i dischi portano in genere dei fori che servono ad aumentare la resistenza frenante.

L'acqua è in ogni caso fatta circolare attraverso l'involucro in modo che il calore è asportato man mano che viene generato.

Nella fig. 418 è rappresentato in sezione un freno idraulico Froude.

Il rotore 8 è montato su di un albero portato da cuscinetti a sfere 10, applicati nella scatola 3, la quale a sua volta è sopportata da

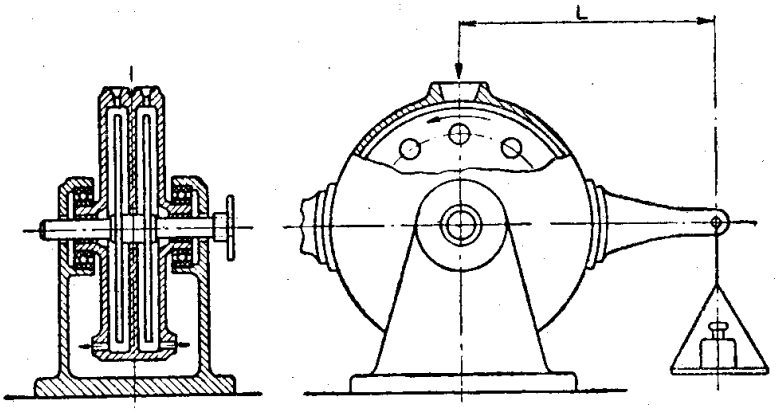


Fig. 417. – Freno idraulico Ranzi.

cuscinetti a sfere 11, trattenuti da un banco fisso 13; lo statore 9 solidale alla scatola è dunque libero di oscillare intorno al rotore. Per la prova l'albero del freno viene direttamente accoppiato all'albero a gomiti del motore mediante la flangia 4. Sulle due faccie della girante e dello statore, affacciate le une alle altre, sono praticate, come già abbiamo detto, delle cavità 5 e 12 a sezione semiellittica, comprese fra palette inclinate.

Durante il funzionamento l'acqua che riempie le cavità viene messa in circolazione secondo un moto vorticoso (fig. 419) poichè, lanciata dal rotore verso l'esterno, penetra nelle cavità dello statore alla periferia e, dopo averle percorse, ritorna, a velocità diminuita, in quelle del rotore verso la parte più vicina all'asse di rotazione.

La resistenza che l'acqua oppone alla rotazione del rotore reagisce sullo statore producendo una coppia uguale alla coppia motrice; questa viene misurata per mezzo di una bilancia (visibile in fig. 421) applicata all'estremità del braccio portato dallo statore.

Nello spazio compreso tra il rotore e i due elementi dello statore possono scorrere le pareti di due mezze scatole semicircolari (fig. 420), che possono essere spostate agendo dall'esterno per mezzo di un volantino. Azionando il volantino le due semiscatole si avvicinano o si allon-

tanano dall'asse di rotazione, in modo da rendere inattivo, agli effetti della circolazione dell'acqua, un numero minore o maggiore di cavità; in questo modo vengono ottenute le variazioni di carico sul motore.

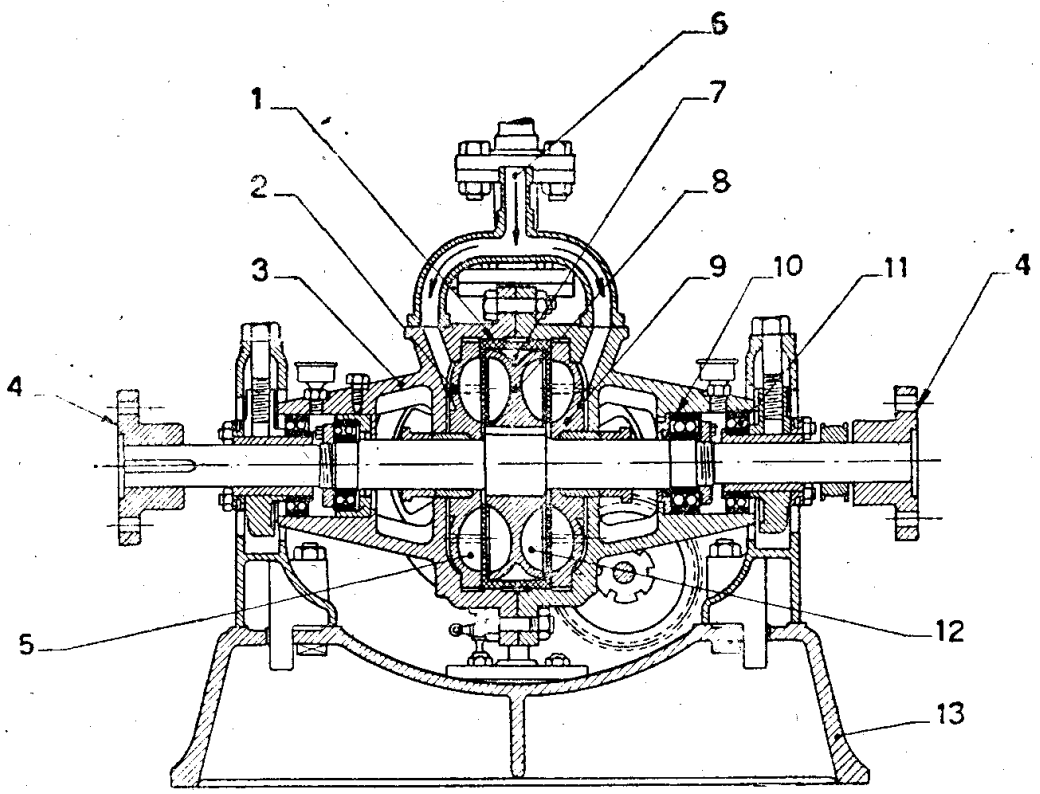


Fig. 418. – Freno idraulico Froude.

1, Semi-scatola di regolazione. – 2, Fori di alimentazione del rotore. – 3, Scatola. – 4, Flangia di accoppiamento all'albero motore. – 5, Cavità dello statore. – 6, Ingresso dell'acqua di circolazione. – 7, Canale anulare di uscita dell'acqua di circolazione. – 8, Rotore, – 9, Statore. – 10, Cuscinetto a sfere di sopporto dell'albero. – 11, Cuscinetto a sfere di sopporto della scatola. – 12, Cavità del rotore. – 13. Banco.

Nel freno Ranzi le variazioni di carico sono invece ottenute variando il livello dell'acqua nell'interno dell'involucro.

Il calcolo della potenza viene fatto con l'ausilio di un tachimetro (contagiri) portato in genere dal freno stesso, applicando una delle due formule date nel paragrafo precedente.

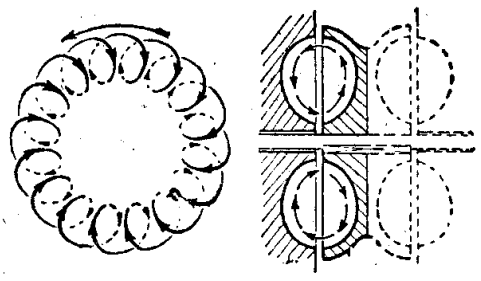


Fig. 419. – Schema del funzionamento idraulico del freno Froude.

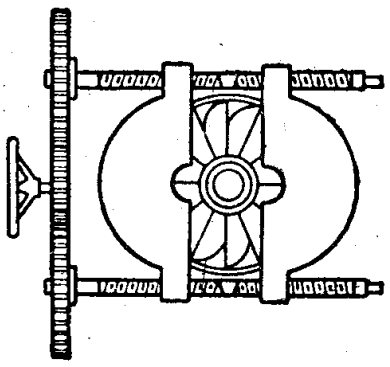


Fig. 420. – Semiscatole di regolazione del freno Froude.

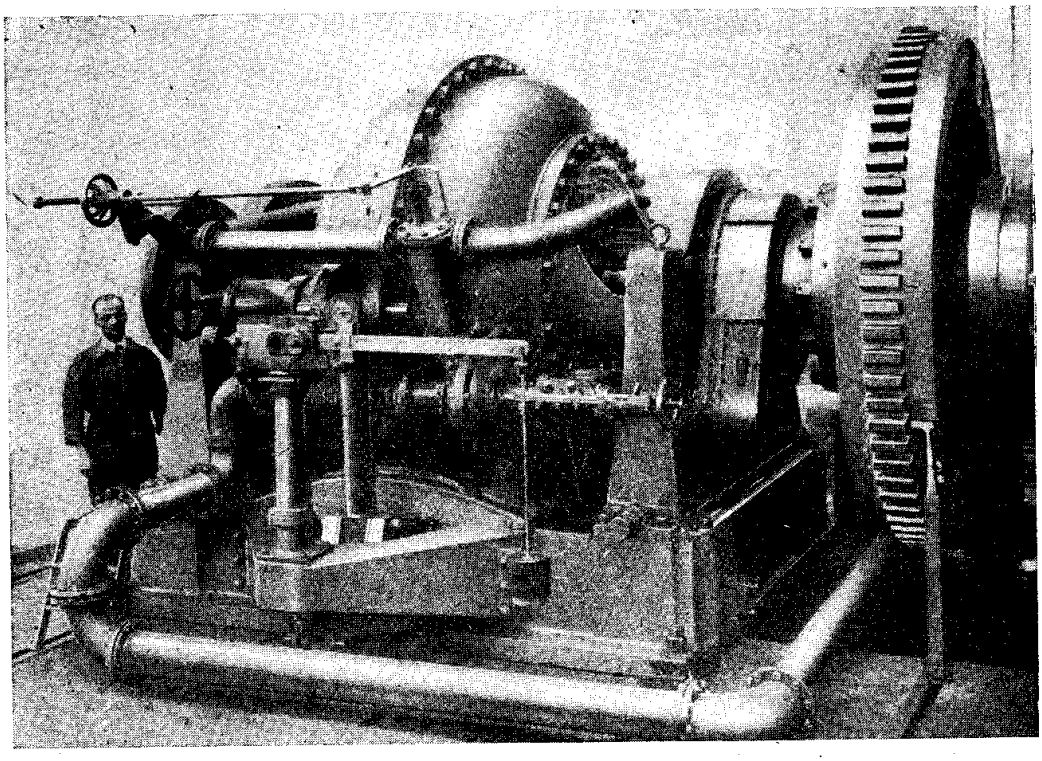


Fig. 421. – Freno Froude applicato ad un grande motore marino.

Il freno Froude è particolarmente adatto alla misurazione di grandi potenze e di forti coppie a regime relativamente basso, mentre il Ranzi è più adatto al rilievo di potenze e coppie non rilevanti ad elevato numero di giri.

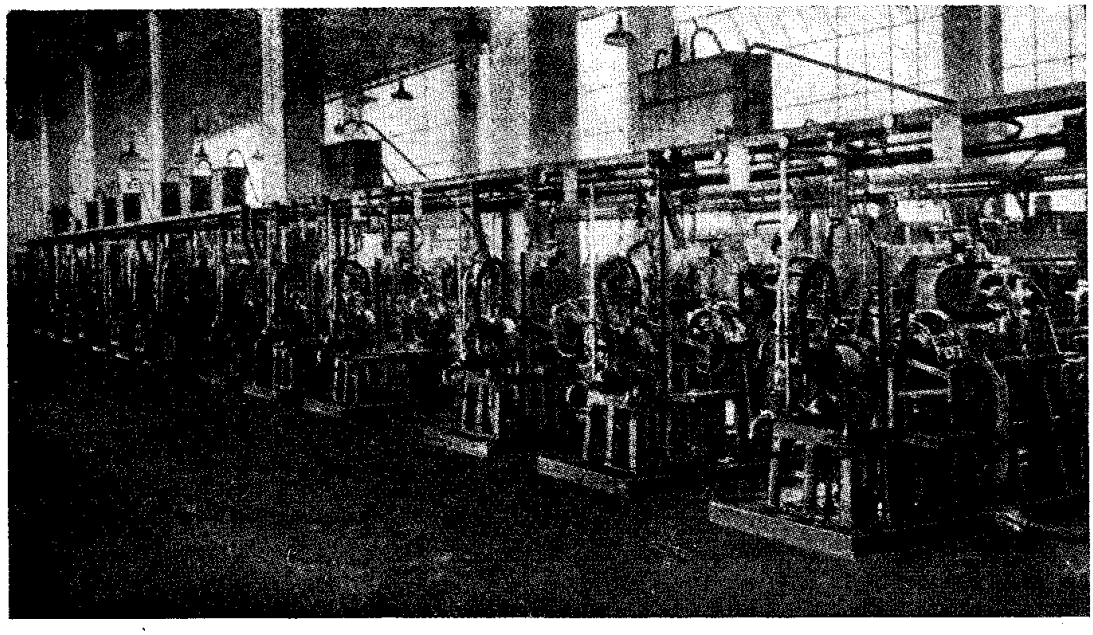


Fig. 422. – Batteria di freni Froude per prove di motori di produzione.

235. *Freni elettrici.*

Il freno elettrico è il misuratore di potenza più pratico in tutti i casi in cui la sua applicazione è possibile. Nel campo automobilistico è universalmente usato anche per le sue caratteristiche di sensibilità, e quindi di precisione, nelle misure di potenze e di coppie anche a bassi carichi.

Esso è costituito da una dinamo di cui si utilizza come freno il momento che essa oppone durante l'erogazione della corrente. La determinazione della potenza trasmessa può essere effettuata misurando mediante un voltmetro ed un amperometro la potenza elettrica fornita dalla dinamo di cui è noto il rendimento ai vari regimi (*metodo del generatore elettrico*), ma nel caso più comune viene misurata secondo il sistema della *dinamo a culla* (fig. 423).

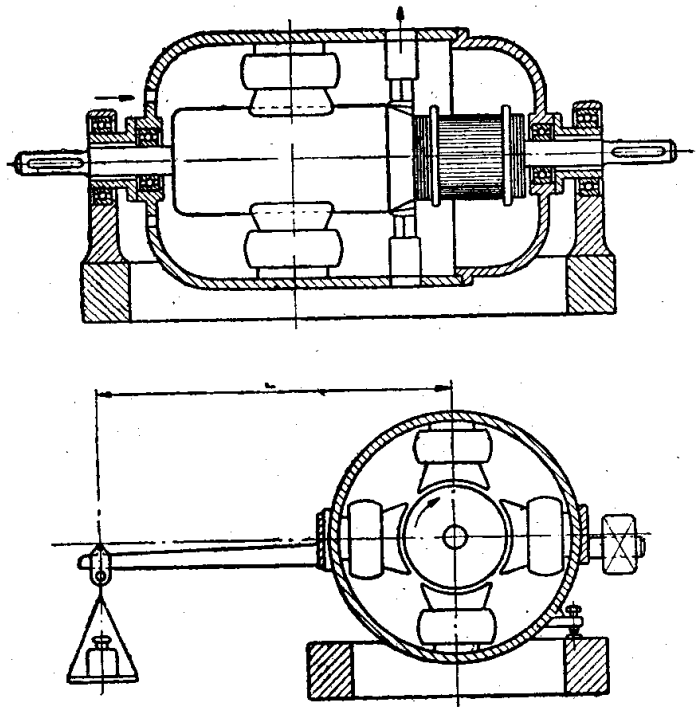


Fig. 423. – Freno elettrico.

Lo statore, costituito dall'induttore ad anello della dinamo, è sopportato da due grossi cuscinetti a sfere portati dal banco: l'albero dell'indotto è collegato all'albero del motore con l'intermediario di un giunto flessibile. Lo statore porta due bracci di cui uno serve a misurare la forza prodotta alla sua estremità dalla coppia motrice e l'altro ad equilibrare il peso del primo; le freccie nella sezione longitudinale indicano il percorso dell'aria di raffreddamento. Il calcolo della potenza viene fatto come per un freno ad attrito; il tachimetro è generalmente portato dalla dinamo stessa.

La regolazione del carico, per non troppo grandi variazioni, è at-

tuata variando l'eccitazione della dinamo con un apposito reostato (fig. 424), mentre la corrente prodotta è generalmente dissipata in resistenze elettriche che sono regolabili per consentire forti variazioni del carico.

La dinamo freno non è adatta per motori di grandissime potenze (motori marini e fissi) e per i motori funzionanti ad elevatissimi regimi, a causa della forte inerzia delle parti in rotazione che potrebbero dar luogo ad inconvenienti. Essa presenta il grande vantaggio di poter essere usata anche come motore elettrico e può quindi servire non solo

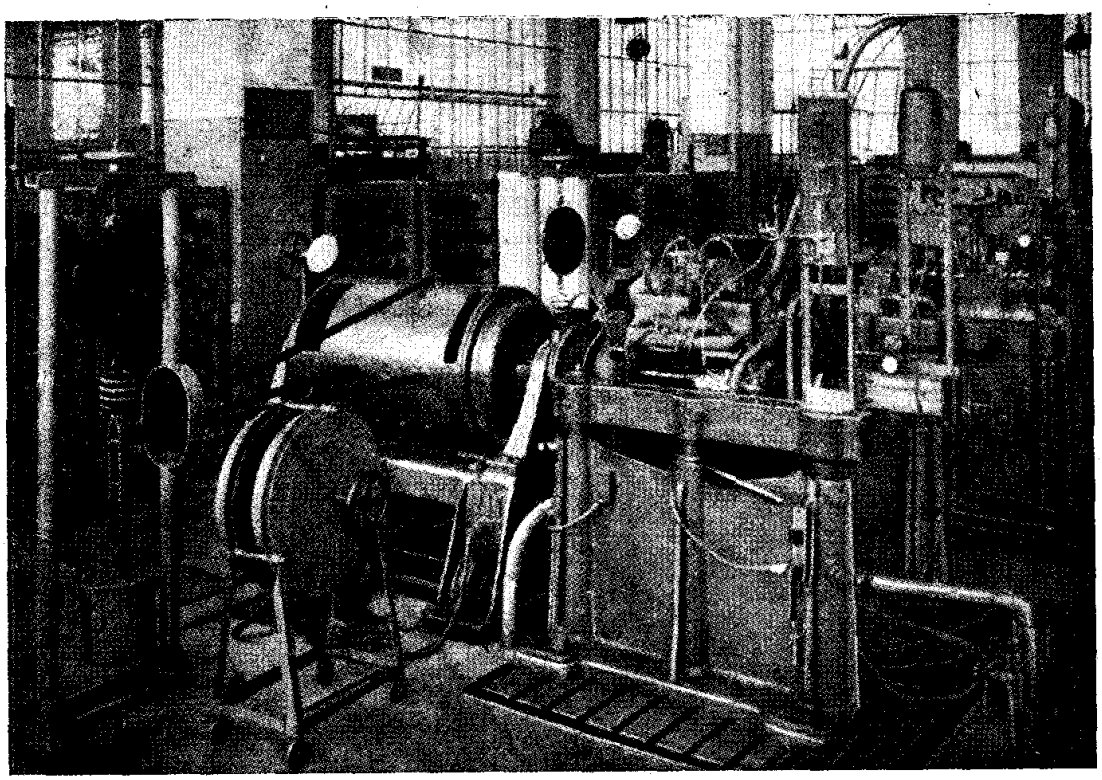


Fig. 424. – Banco prova con freno elettrico per motore da autovettura.

come avviatore del motore, ma anche come mezzo per eseguire l'assestamento a vuoto (cioè per trascinare in rotazione il motore al quale sia tolta la possibilità di accensione), e per misurare direttamente la potenza occorrente a vincere gli attriti.

Oltre al normale impiego come unità isolata, il freno elettrico è spesso usato accoppiato ad un freno idraulico: il complesso è una specie di freno universale, particolarmente adatto per le misure molto accurate sui motori veloci. La parte idraulica dell'insieme ha il compito di assorbire la maggior parte della potenza, di consentire un ampio campo di utilizzazione e di effettuare i rilievi a forti scarti di potenza e velocità, mentre il freno elettrico misura la frazione rimanente della potenza con quella precisione che non sarebbe consentita dal freno idraulico.

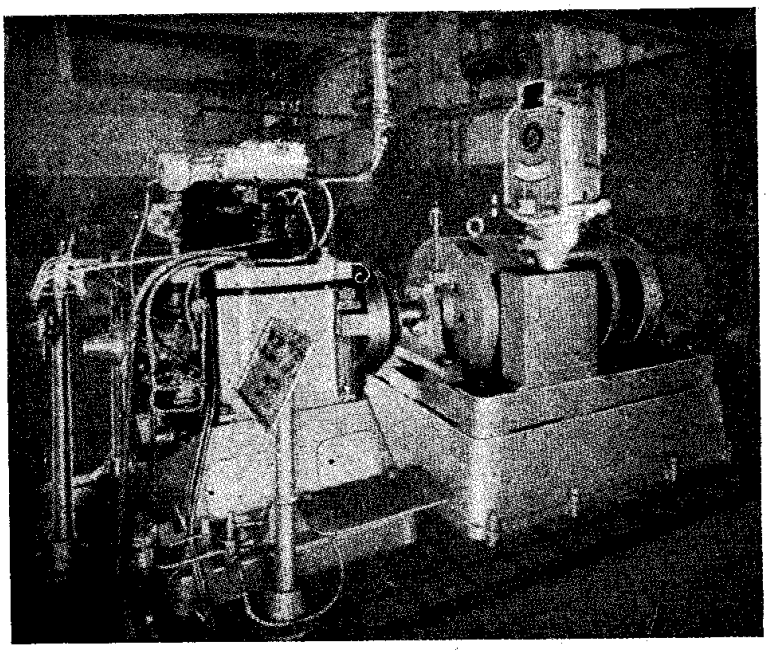


Fig. 425. – Motore sperimentale al banco prova.

236. *Freni aerodinamici.*

I freni aerodinamici, per quanto poco costosi e di costruzione molto semplice poichè consistono semplicemente in eliche o mulinelli (fig. 426), sono poco usati per la determinazione della coppia e della potenza perchè la misurazione non è diretta e risulta poco precisa.

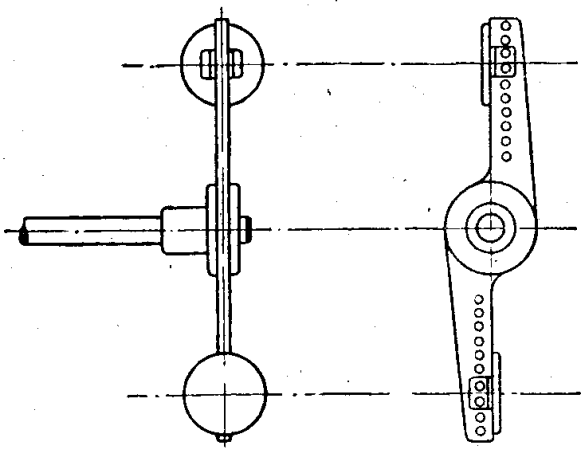


Fig. 426. – Freno aerodinamico.

Le ragioni principali di ciò sono da ricercare nel fatto che la potenza assorbita è funzione delle caratteristiche fisiche dell'aria e che non è normalmente possibile la variazione del carico a regime costante a meno di adottare pale a passo variabile durante la rotazione od altri dispositivi di costruzione complicata e poco pratici. È da tener presente inoltre che il loro impiego non è scevro di pericoli se il diametro e la velocità di rotazione sono grandi.

Essi vengono essenzialmente usati per le prove di durata dei motori d'aviazione ed in tal caso sono costituiti da speciali eliche calibrate elettricamente, cioè di cui è stato misurato l'assorbimento di potenza per mezzo di un motore elettrico di noto rendimento alle varie condizioni di velocità, di corrente assorbita e di tensione.

237. *Misura dei consumi.*

Il **consumo di combustibile** può essere determinato con *misure volumetriche* o *con misure ponderali* ed è generalmente espresso come *consumo orario* in l/h oppure come *consumo specifico* in g/Cvh.

Evidentemente il consumo orario è per l'utente un dato più pratico del consumo specifico, perchè gli permette di rendersi immediatamente conto dell'autonomia consentitagli dalla capacità del serbatoio del combustibile. Nell'autotrazione poi, essendo il combustibile venduto a volume e non a peso, torna particolarmente comodo conoscere il consumo in l/h agli effetti del computo economico.

Come dato tecnico è invece in uso esprimere il consumo specifico in g/Cvh, perchè permette un rapido confronto del rendimento fra motori diversi, dato che il potere calorifico in kcal/kg delle benzine e dei gasoli è praticamente costante.

La misura volumetrica consiste nel cronometrare il tempo nel quale viene consumato un noto volume di combustibile. Il recipiente destinato alla misura del volume è detto *fluviometro* (fig. 427).

La durata della prova non deve essere troppo breve, perchè non venga influenzata da temporanee anormali condizioni di funzionamento (il tempo di una prova si aggira in media fra 1 e 2 min), e perciò la capacità del fluviometro deve essere proporzionata al motore. In media per i motori da autovettura il volume del combustibile consumato in una prova si aggira sui 300 cm^3 e per i motori d'aviazione sui 5 l.

Per i grandi motori Diesel si usano serbatoi, detti *casse tarate*, della capacità di 200 l e si misura il tempo di efflusso di 50 l di combustibile.

Il fluviometro normalmente usato in automobilismo ed in aviazione è un recipiente tarato, di vetro, che, per permettere una maggior precisione di lettura, porta i segni di riferimento dei volumi in una zona di sezione molto ristretta; esso termina con un rubinetto a tre vie per mezzo del quale lo si può mettere in comunicazione alternativamente con il serbatoio alimentatore e con il motore (fig. 424 e 427). Il dispositivo, munito di termometro per la correzione del peso specifico, è normalmente disposto in alto, in modo che il motore risulti alimentato per gravità.

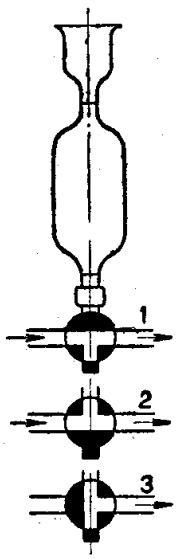


Fig. 427. - Fluviometro.

Prima di eseguire la misurazione, posto il rubinetto nella posizione 1, si fa funzionare il motore per il tempo necessario a raggiungere le temperature di regime nelle condizioni di funzionamento che si riferiscono al carico voluto; in seguito si porta il livello del combustibile nel fluviometro al segno che indica il volume stabilito per la prova, manovrando opportunamente il rubinetto (posizioni 1 e 2).

Essendo così il motore pronto per la misura, si dispone il rubinetto

nella posizione 3 facendo contemporaneamente scattare un cronometro che viene poi fermato nell'istante in cui il livello del combustibile, abbassandosi, viene a collimare con la linea apposita segnata sul collo inferiore del fluviometro, e cioè non appena è consumata la quantità di combustibile contenuta nel recipiente.

Il consumo c_s è dato in g/Cvh dalla formula:

$$c_s = \frac{3600 \times 716\, V \cdot \gamma}{t \cdot P \cdot n \cdot L}$$

ed in l/h dalla formula:

$$c_h = \frac{3600\, V}{t},$$

dove:

V = volume del recipiente tarato in ..... l;
γ = peso specifico del combustibile in ..... g/l;
t = tempo di efflusso letto al cronometro in ... s;
P = peso applicato al freno in ..... kg;
n = numero di giri in ..... giri/min;
L = lunghezza del braccio del freno in ..... m.

La misura in peso viene effettuata nel modo seguente:

si dispone il serbatoio, contenente il combustibile, sul piatto di una bilancia (fig. 428) e si registra l'indicazione data dall'indice di questa; quindi si aggiunge sul piatto un determinato peso e si misura con un cronometro il tempo che la lancetta impiega a ritornare nella posizione iniziale registrata. Il consumo in g/Cvh è dato dalla formula precedente sostituendo al prodotto $V \cdot \gamma$ il valore in g del peso posto sul piatto della bilancia

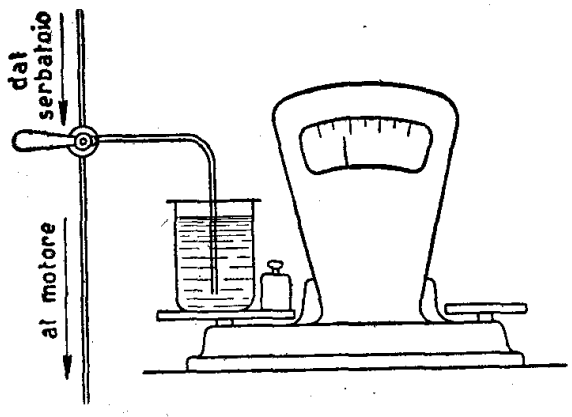


Fig. 428. – Apparecchiatura per la misura del consumo in peso di combustibile.

Consumo di aria. — L'aria viene aspirata attraverso un recipiente di volume molto grande rispetto alla cilindrata del motore perchè possa funzionare da equilibratore delle pulsazioni dell'aspirazione. Il recipiente è messo in comunicazione con l'atmosfera attraverso al sistema misuratore di portata che può essere un venturimetro od un boccaglio unificato, oppure un contatore volumetrico.

Un sistema molto semplice è quello di fare aspirare il motore da un gasometro che indichi il volume dell'aria consumata mediante lo spostamento della sua campana.

Durante la misurazione è necessario tener conto della temperatura e della pressione atmosferica per poter determinare col calcolo i dati di peso corrispondenti in aria tipo; l'umidità viene generalmente trascurata.

238. Rendimenti.

Effettuate le misure fin qui descritte, si possono abbastanza facilmente dedurre i valori dei diversi rendimenti.

1°) *Rendimento totale* η. — Viene dedotto, come abbiamo già visto nel § 78, dal consumo specifico mediante la formula:

$$\eta = \frac{632000}{H_i \cdot c_s}.$$

2°) *Rendimento meccanico* η_m. — Abbiamo già indicato nel § 80 i sistemi usati per la sua determinazione; facciamo qui notare che l'apparecchiatura necessaria risulta assai semplice e la determinazione precisa, quando il freno applicato al motore per la misura della coppia a mezzo di braccio e peso è una dinamo oppure un alternatore. Trascinando infatti il motore, a cui sia stata tolta l'accensione o l'iniezione, la coppia di reazione cui è soggetto lo statore rappresenta la coppia di attrito del motore stesso. Questa installazione permette di eseguire le misurazioni delle perdite per attrito immediatamente dopo le misurazioni delle potenze corrispondenti, e cioè nelle stesse condizioni termiche del motore. Ciò è necessario perchè l'assenza della combustione abbassa già di per sè la temperatura del cilindro, con conseguente innalzamento della viscosità dell'olio e quindi della resistenza di attrito, in parte compensata dal fatto che l'olio non brucia sulle pareti del cilindro.

Se la potenza assorbita dagli attriti deve essere paragonata alla potenza al freno corrispondente, la misura deve essere eseguita a pari condizioni; così ad es. nei motori per autoveicoli le due misure devono essere eseguite ambedue con o senza ventilatore, silenziatore, dinamo ecc.

Togliendo le candele (o gli iniettori) potrà essere dedotto per differenza il lavoro di compressione; togliendo gli stantuffi potrà esser dedotto il lavoro assorbito per attrito dagli stantuffi e così via.

3°) *Rendimento indicato* η_i. — Comprendiamo con esso anche il rendimento che abbiamo definito come rendimento di camera. Il valore di η_i viene dedotto mediante la formula:

$$\eta_i = \frac{\eta}{\eta_\varepsilon \cdot \eta_m}$$

dopo aver ricavato η ed η_m nel modo che abbiamo visto, ed η_ε per mezzo del calcolo (§ 78).

4°) *Rendimento volumetrico* η_v. — Eseguita per ogni condizione di carico e di regime la misurazione del consumo d'aria, è facile dedurre il valore del rendimento volumetrico come rapporto tra questo volume, ridotto ad aria tipo, ed il volume di aria che il motore avrebbe dovuto aspirare. Il valore di quest'ultimo è dato da $V \cdot n \frac{2}{h}$ (in cui h è il numero dei tempi).

CAPITOLO SECONDO

MISURE DI PRESSIONE - ESAME DEI GAS DI SCARICO

239. *Misure delle pressioni e rilievo dei cicli.*

Le misure delle pressioni nei cilindri e nei condotti d'immissione e di scarico sono importanti dal punto di vista del controllo dei dati teorici di progettazione, della messa a punto e delle ricerche sperimentali.

Il rilievo delle pressioni può essere effettuato mediante *apparecchi misuratori* o mediante *apparecchi registratori*.

I primi permettono di leggere il valore della pressione nell'istante in cui si fa la prova; i secondi registrano invece, in un diagramma, l'andamento delle variazioni della pressione in funzione di una variabile (corsa o volume, angolo di manovella o tempo) della quale la pressione stessa è funzione. Questi ultimi sono in genere costituiti da un complesso misuratore e da uno registratore, e vengono particolarmente impiegati per il rilievo dei cicli indicati; essi prendono in tal caso il nome che già conosciamo di *indicatori*.

Non tutti i misuratori di pressione possono essere accoppiati ad un dispositivo tracciante e non tutti i registratori sono atti al rilievo dei cicli ad alta frequenza dei motori veloci: questo dipende essenzialmente dall'inerzia del complesso misuratore e di quello registratore.

Quando questa inerzia è volutamente accresciuta con l'applicazione di masse volaniche e di smorzatori, l'apparecchio diventa insensibile alle repentine variazioni di pressione, e di esse indica solo il *valore medio*. Apparecchi di questo tipo, applicati alla camera di combustione, danno direttamente il valore della *pressione media indicata* p_i, e sono detti *pimetri*; fra i più noti sono l'apparecchio di Geiger (a stantuffo e molla di contrasto, munito di masse volaniche e di ammortizzatore ad olio), e quelli di Wimperis e Labarthe. Essi sono piuttosto imprecisi per cui il loro uso è assai raro, preferendosi in genere dedurre il valore della p_i dal rilievo del ciclo indicato oppure dalla potenza misurata al freno tenendo conto delle perdite meccaniche.

240. Misuratori di pressione.

Appartengono a questa categoria i *manometri e gli indicatori di massima.*

I manometri vengono impiegati quando le pressioni hanno lente variazioni nel tempo o quando queste variazioni, anche se veloci, hanno valore trascurabile rispetto al valore medio della pressione. In sala prova sono usati per misurare le pressioni nei condotti d'aspirazione e di scarico, le pressioni fornite dalle pompe olio, dalle pompe acqua, ecc.

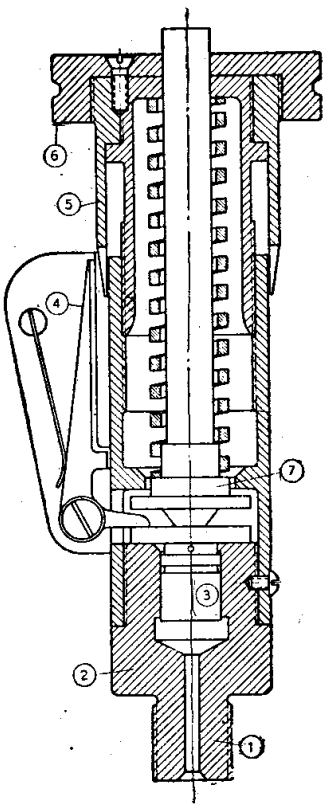


Fig. 429. – Indicatore di massima Okill.

1, Raccordo di fissaggio alla testa. – 2, Corpo. – 3, Stantuffetto. – 4, Indice di spia. – 5, Indice del carico della molla. – 6, Ghiera girevole per la variazione del carico della molla. – 7, Flangia di appoggio della molla.

Per le misure di piccole pressioni sono usati i noti manometri ad acqua od a mercurio formati da un tubo ad U parzialmente riempito; per pressioni di circa 0,1 atmosfere relative viene preferito il manometro ad acqua e per le pressioni non superiori ad 1 atmosfera relativa quello a mercurio; per pressioni più elevate servono i manometri metallici. Le misure effettuate con manometri a liquido sono in genere espresse in mm di mercurio od in m d'acqua, mentre quelle ottenute con i metallici sono espresse in kg/cm².

Gli indicatori di massima vengono usati quando interessa conoscere il valore massimo di un ciclo di pressioni: in particolare servono a misurare il valore della massima pressione di combustione e la pressione di fine compressione.

Fra gli indicatori di massima i più usati sono l'*Okill* ed il *Farnborough* (Farnboro): entrambi sono basati sul principio di equilibrare la pressione di cui si vuol conoscere il valore mediante un'altra pressione variabile a volontà e misurabile.

L'indicatore di massima Okill (fig. 429) viene avvitato per mezzo della parte filettata 1 sulla testa del cilindro in un apposito foro, oppure anche in luogo della candela quando si vuol misurare unicamente la pressione di fine compressione. L'apparecchio è costituito da un corpo cilindrico 2 in cui si può muovere uno stantuffetto 3 che è soggetto da una parte all'azione dei gas del cilindro e dall'altra, attraverso alla flangia 7, all'azione di una molla la cui tensione può essere variata ruotando la ghiera 6. Se il massimo valore della pressione nel cilindro supera la pressione prodotta dalla molla, lo stantuffetto si solleva periodicamente ed il movimento viene rilevato dall'indice 4 ad esso accoppiato.

Il moto vibratorio dello stantuffetto si annulla quando, avvitando

la ghiera, si raggiunge l'equilibrio fra le due pressioni. Il valore della pressione è indicato su di una apposita graduazione, riportata sul corpo cilindrico, da indici 5 solidali alla ghiera, oppure da un apposito contagiri accoppiato al sistema.

Nell'**indicatore di massima Farnboro** la pressione da misurare viene equilibrata con aria compressa ed il movimento dello stantuffetto è rivelato da un sistema elettrico. La fig. 430 ne illustra lo schema d'impianto. Il leggerissimo diaframma a lamina *d* di acciaio inossidabile può spostarsi assialmente per una brevissima corsa (0,2 ÷ 0,3 mm) fra due corone d'arresto collegate elettricamente a terra. Il diaframma è a sua volta collegato elettricamente, per mezzo di un'asticina isolata *a*, al primario di un trasformatore *T* alimentato dalla batteria *B* e collegato alla scatola dei manometri metallici M_1 ed M_2. Di questi manometri uno serve per la misurazione delle pressioni di compressione e l'altro per quelle di combustione; i loro indici sono collegati a terra. Il commutatore *C* ed il rubinetto *R* servono ad escludere dal funzionamento il manometro che non si intende utilizzare.

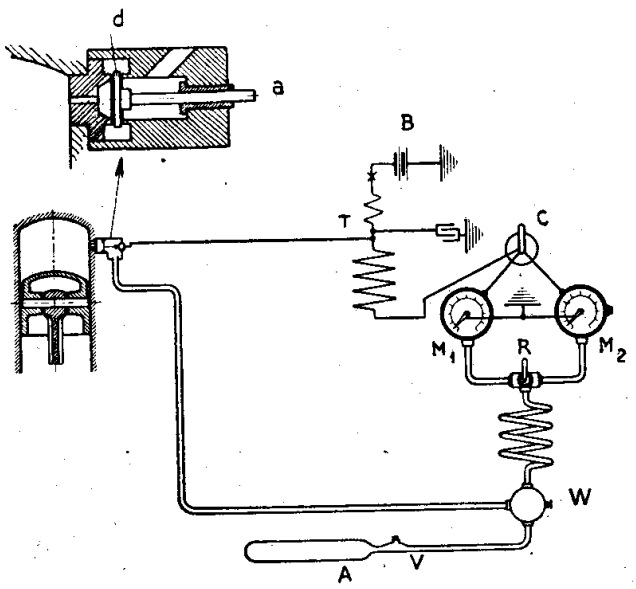


Fig. 430. – Indicatore di massima Farnboro.

Il diaframma è soggetto da una parte all'azione dei gas del cilindro e dall'altra alla pressione, fornita da una bombola d'aria compressa *A*, il cui valore, regolabile a mezzo dei rubinetti *V* e *W*, è letto sui manometri *M*.

Come nel caso dell'Okill, lo stantuffetto a diaframma vibra finchè la pressione fornita dalla bombola non eguaglia la massima che si riscontra nel cilindro; le vibrazioni causano una serie di interruzioni nel primario del trasformatore che producono altrettante scintille fra indice e scatola del manometro. Quando lo scintillìo cessa, il manometro segna il valore della massima pressione nel cilindro.

241. Indicatori per motori lenti.

Gli indicatori usati per i motori lenti non differiscono sostanzialmente da quelli in uso per le motrici a vapore, e traggono tutti origine dal noto indicatore di Watt a stantuffo, il cui funzionamento è stato schematicamente descritto nel § 25. La fig. 431 rappresenta il tipo più

correntemente usato: in essa si vede la ghiera 5 di fissaggio al cilindro, la molla tarata 2, e l'asta scrivente 3 collegata ad un sistema di leve aventi lo scopo di rendere rettilineo il movimento della sua estremità.

Poichè normalmente è sufficiente conoscere il solo andamento delle pressioni senza un riferimento preciso alla corsa dello stantuffo od all'angolo di manovella, il cilindro registratore 1 viene di solito ruotato a mano, per mezzo della funicella 4 che vince l'azione di una molla antagonista situata internamente al tamburo. Volendo ottenere il vero diagramma indicato in coordinate pressioni-volumi occorre far comandare la funicella da un manovellismo riproducente il moto dello stantuffo motore.

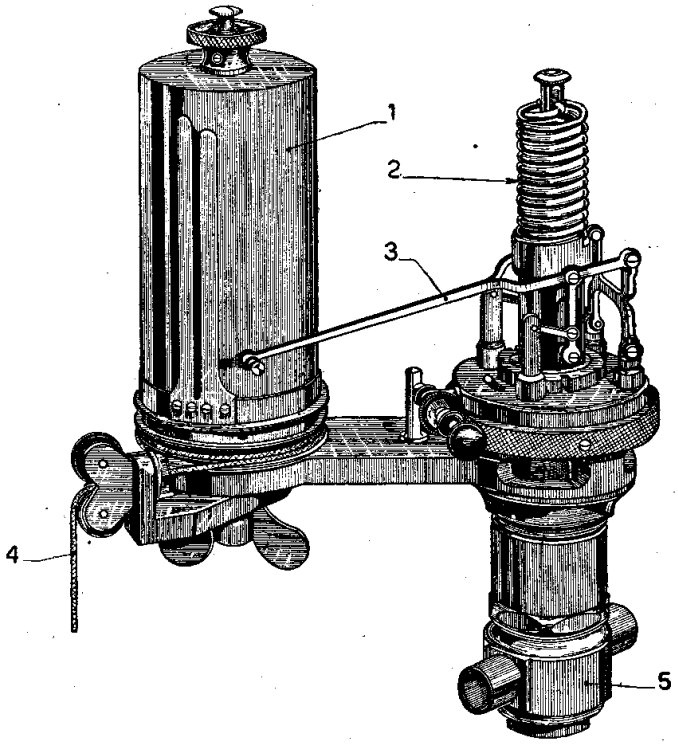


Fig. 431. – Indicatore per motori lenti.

1, Tamburo. – 2, Molla tarata. – 3, Leva con indice scrivente. – 4, Funicella per il comando del tamburo. – 5, Ghiera di fissaggio alla testa.

Indicatori di questo tipo, nonostante i perfezionamenti introdotti per ridurre gli attriti e l'inerzia, sono assolutamente inadatti per misure effettuate a regimi superiori ai 500 giri/min.

Per regimi più veloci sono stati studiati indicatori nei quali gli attriti sono stati ridotti al minimo e gli effetti dell'inerzia del sistema registratore diminuiti con la riduzione della corsa (*microindicatori*), o del tutto eliminati utilizzando come dispositivo rivelatore del movimento dello stantuffetto o del diaframma, un sistema di specchi o di prismi che proiettano su di uno schermo un raggio luminoso (indicatori ottici).

242. *Indicatori per motori veloci.*

Una categoria di indicatori specialmente adatta ai motori veloci è quella degli *indicatori stroboscopici*. Il principio su cui si basano è il seguente: fra il cilindro del motore e l'indicatore di pressione si dispone un apparecchio che permette di stabilire fra loro la comunicazione una sola volta per ogni ciclo, periodicamente e sempre nello stesso

istante. Spostando questo istante in modo da farlo corrispondere a diverse posizioni dello stantuffo, si ottiene per ognuna di tali posizioni il valore della pressione cercata. È perciò possibile descrivere il ciclo indicato.

A) Indicatore Farnboro.

L'apparecchio descritto come indicatore di massima, opportunamente completato, può essere impiegato come registratore stroboscopico. In fig. 432 è rappresentato lo schema dell'apparecchio. La pressione fornita dalla bombola *B* e regolata, al solito, dalle valvole *V* e *W*, sposta a mezzo dello stantuffo *S*, l'indice *I* il quale si muove lungo una generatrice del tamburo metallico *T* a brevissima distanza da esso. Il tamburo, che è avvolto da un foglio di carta generalmente nera, vien fatto ruotare a velocità metà di quella del motore quando il ciclo è a 4 tempi ed alla velocità del motore quando il ciclo è a 2 tempi. Gli spostamenti dell'indice rappresentano le ordinate mentre le rotazioni del tamburo, misurate sul suo perimetro, rappresentano le ascisse del diagramma pressioni-volumi. Lo schema elettrico è analogo a quello dell'indicatore di massima.

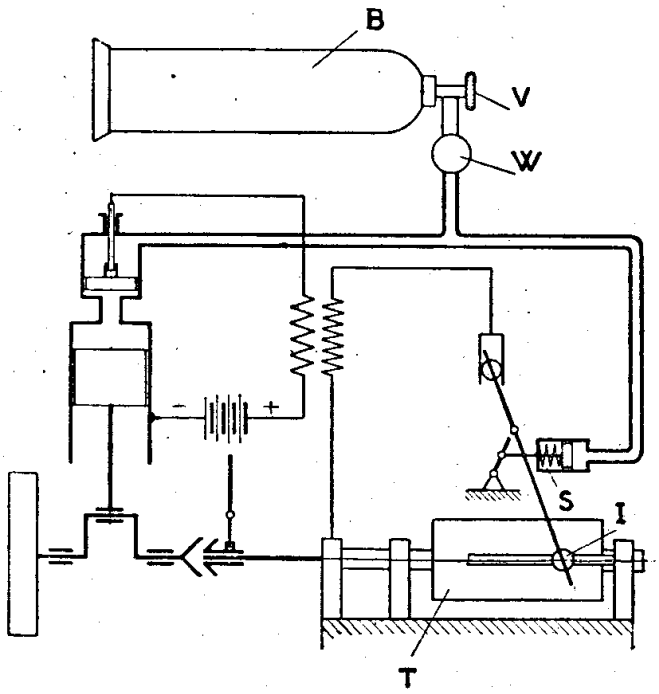


Fig. 432. – Schema di applicazione dell'indicatore Farnboro.

Ogni volta che si raggiunge l'equilibrio tra la pressione del cilindro e la pressione (variabile a piacere) fornita dalla bombola, scocca una scintilla tra indice e tamburo che perfora la carta. Date l'incostanza dei cicli e le piccole variazioni che si verificano nel funzionamento dell'apparecchio, questo non fornisce una serie di punti secondo una linea ben definita, ma una zona punteggiata dalla quale è tuttavia abbastanza agevole ottenere una curva rappresentante l'andamento medio delle pressioni (fig. 433). Le maggiori diffi-

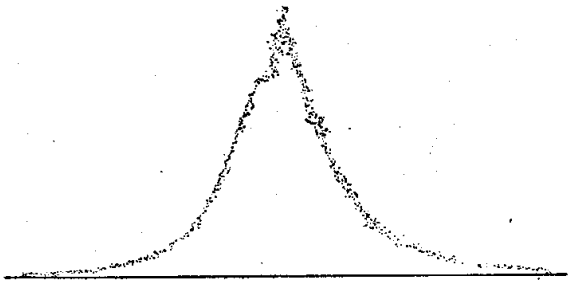


Fig. 433. – Diagramma indicato dal Farnboro.

coltà a questo riguardo si hanno nell'intorno della pressione massima e nella curva di espansione.

L'indicatore Farnboro non è adatto a regimi molto elevati; per regimi prossimi ai 2000 giri/min esso dà già risultati poco attendibili.

B) Indicatori elettrici.

L'organo rivelatore è costituito da un elemento il cui comportamento dal punto di vista elettrico varia in relazione alla pressione cui è soggetto. Questo elemento consiste, negli indicatori piezo-elettrici in una sostanza cristallina (come il quarzo, la tormalina, il sale di Rochelle), che ha la proprietà, quando è sottoposta ad una pressione diretta in modo particolare rispetto alle sue facce, di produrre su di queste una carica elettrica proporzionale alla pressione. In altri indicatori l'elemento rivelatore è rappresentato da pile di dischi di carbone la cui resistenza elettrica diminuisce con l'aumentare della pressione e viceversa.

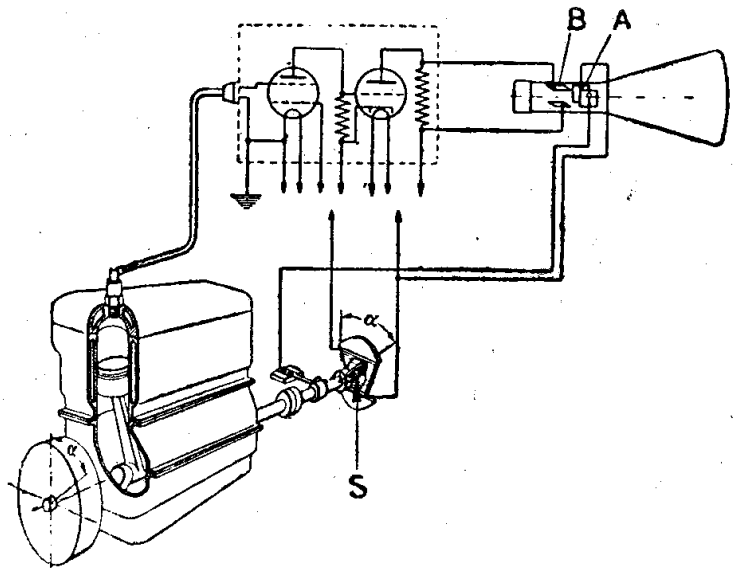


Fig. 434. – Oscillografo a raggio catodici.

Ci limitiamo qui a descrivere sommariamente il funzionamento di uno di questi apparecchi.

La corrente o la forza elettromotrice generata nell'elemento rivelatore dalla pressione esistente nel cilindro del motore, viene amplificata per mezzo di valvole elettroniche. La registrazione è effettuata mediante l'*oscillografo a raggi catodici* (tubo di Braun); in esso un pennello di raggi catodici (emessi per effetto termoionico da un filamento incandescente), raccolto su di uno schermo fluorescente che lo rende visivo, viene deviato nel senso delle ascisse da due placche *A* (fig. 434) la cui tensione varia in relazione allo spostamento dello stantuffo, e nel senso delle ordinate da due altre placche *B* collegate al circuito oscillante di cui fa parte l'elemento rivelatore.

Le variazioni di tensione proporzionali agli spostamenti dello stantuffo sono ottenute nel modo seguente. Una spazzola *S*, comandata dall'albero motore e disposta parallelamente alla manovella del cilindro in esame, fa variare la resistenza di un circuiro potenziometrico alimentato a corrente continua; la resistenza è costituita da un avvolgimento a spire rettangolari, isolate e disposte normalmente all'asse cilindro.

È evidente che si ottengono delle variazioni di resistenza del circuito costituito dalle spire solo per spostamenti della spazzola secondo la direzione dell'asse cilindro e che, dato il movimento rotatorio della spazzola, queste variazioni assumono un andamento quasi sinusoidale. Per tener conto dell'obliquità della biella, che provoca una legge di spostamenti dello stantuffo non sinusoidale, si varia la lunghezza delle singole spire raccogliendole su di un telaio a forma trapezoidale anzichè rettangolare. Variando la lunghezza della spazzola si può poi adattare l'apparecchio a diversi valori del rapporto λ.

Appare evidente la grande superiorità di questo dispositivo sugli altri, specie se si considera che la frequenza propria di vibrazione delle sostanze piezoelettriche è superiore ai 100000 cicli/s (Hz), per cui non v'è a temere risonanza con la frequenza eccitante. Il ciclo, od una serie di cicli, possono essere fotografati disponendo una lastra sensibile davanti allo schermo.

L'apparecchio è piuttosto complesso e di laboriosa messa a punto; esso è più adatto per le indagini qualitative di carattere funzionale che per le effettive misure di precisione.

243. *Prove sui gas di scarico.*

L'esame dei gas di scarico viene eseguito attraverso speciali prove allo scopo di controllare l'andamento della combustione, cosa utile tanto per la regolazione della carburazione o del sistema d'iniezione, quanto per lo studio della forma della camera di combustione, del grado di raffreddamento più opportuno, della miglior posizione della candela e dell'iniettore, ecc. In particolare quando diversi cilindri sono alimentati da un collettore di immissione comune e non si ha sufficiente uniformità nella distribuzione della miscela, l'esame del gas di scarico di ogni singolo cilindro può fornire elementi preziosi per il miglioramento della forma e delle dimensioni del collettore, nel quale in genere risiedono le cause principali del difetto.

Un giudizio sufficientemente sicuro sulla dosatura della miscela che riempie ogni cilindro e sulla differenza di dosatura fra i vari cilindri è facilmente ottenibile dall'*esame visivo* delle fiamme uscenti dai condotti di scarico. Questo esame viene fatto normalmente durante le prove dei motori d'aviazione, previa applicazione ad ogni bocca di scarico di un corto tronco di tubo. Approssimativamente fra dosatura della miscela e colore della fiamma allo scarico esiste la seguente corrispondenza:

miscela grassa (cioè troppo ricca):	fiamma rossastra, talvolta con sbuffi di fumo;
miscela corretta:	fiamma lunga di colore azzurro;
miscela magra (povera):	fiamma più corta tendente al bianco oppure completamente bianca.

Quando il motore è in regime di detonazione si verificano nella fiamma sottili lingue di fuoco rosse, che aumentano di lunghezza e splendore con l'aggravarsi della detonazione, e sbuffi di fumo nero.

Per un giudizio più preciso sulla combustione è però necessario ricorrere a prove *termiche* o *chimiche*.

Le *prove termiche* consistono essenzialmente nella misura della temperatura del gas; a parità di altre condizioni, la temperatura è tanto maggiore quanto minore è il rapporto di espansione sfruttato (in relazione all'anticipo di apertura della valvola di scarico), quanto più la combustione è prolungata e quanto minore è il grado di anticipo all'accensione od all'iniezione.

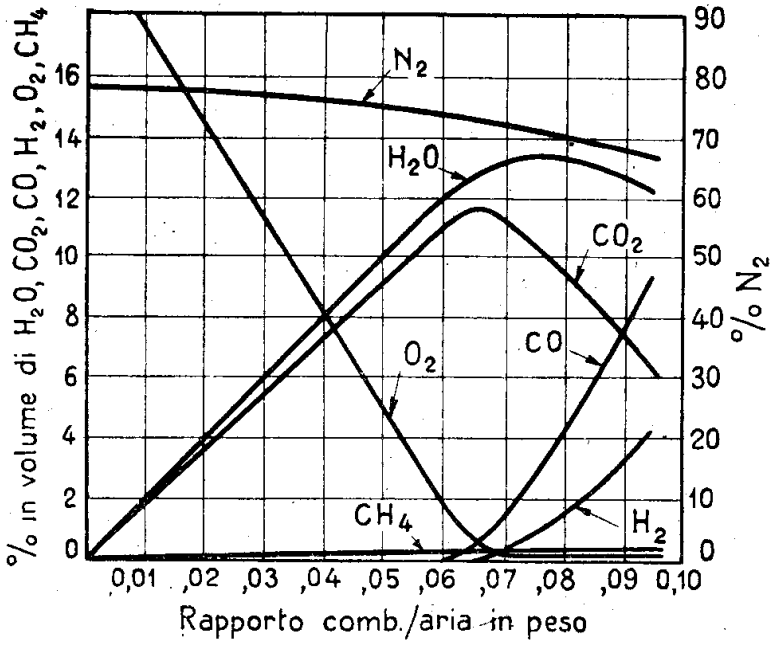


Fig. 435. – Composizione dei gas di scarico.

Le *prove chimiche* hanno lo scopo di indicare in modo preciso il grado di sfruttamento del combustibile nella combustione. Sappiamo che, se la combustione fosse completa, il gas sarebbe composto di CO_2, H_2O ed N_2. Effettivamente la combustione non è mai completa a causa di deficienze derivanti da esigenze costruttive e funzionali e per il fatto che le equazioni di equilibrio delle reazioni di combustione sono legate alla temperatura. Allo scarico troviamo perciò, oltre ai gas predetti, anche CO, H_2 ed O_2 insieme con piccole quantità di CH_4; questi sono gas non combusti e rappresentano quindi calore perduto. La loro percentuale è funzione sopratutto del rapporto di miscela e ciò è indicato nei diagrammi della fig. 435.

244. *Apparecchi per l'analisi dei gas di scarico.*

Il sistema più preciso per la determinazione dei componenti del gas di scarico è quello che si realizza con l'*apparecchio di Orsat* (fig. 436). Un volume noto di gas, contenuto nella buretta graduata *V*, vien fatto passare, mediante la manovra della bottiglia *B* e dei rubinetti *R*, successivamente nei diversi recipienti *L*, chiamati *laboratori*, che contengono sostanze assorbenti atte a trattenere rispettivamente i vari

componenti e precisamente: potassa caustica (KOH) per il CO_2, pirogallolo $C_6H_3(OH)_3$ per l'O_2 ed una soluzione ammoniacale di cloruro di rame per il CO. Le percentuali di idrogeno e di metano, praticamente trascurabili, possono tuttavia essere calcolate in funzione della percentuale di CO: $\% H_2 = 0{,}36\ \% CO$ e $\% CH_4 = 0{,}12\ \% CO$.

Il volume di ogni componente è misurato per differenza facendo ritornare, dopo ogni assorbimento, il gas non assorbito nella buretta *V*.

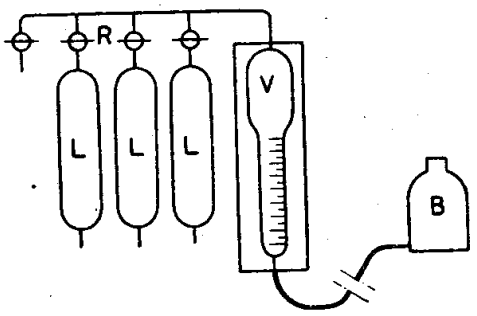


Fig. 436. – Apparecchio di Orsat.

Un altro procedimento, caratteristico di sala prova, consiste nel misurare separatamente le quantità di combustibile e di aria introdotte nel motore; conoscendo il potere comburivoro del combustibile, si può dedurre con buona approssimazione il grado di completezza della combustione.

Poichè i due sistemi di prova cui abbiamo accennato sono lunghi ed eseguibili solo in laboratori bene attrezzati, sono stati studiati degli strumenti di uso più semplice e sbrigativo, i quali per mezzo di un indice segnalano la minore o maggiore presenza di uno o più componenti del gas di scarico. Questi strumenti si basano su due proprietà del gas di scarico:

1°) la variazione della *conducibilità termica* del gas al variare della percentuale dei componenti;

2°) la possibilità di far reagire con produzione di calore, per *catalisi* in presenza di un filamento di platino riscaldato, i gas non ancora combusti (la produzione di calore è proporzionale alla concentrazione dei gas non combusti).

Tali proprietà vengono sfruttate per far variare il valore della resistenza di un circuito elettrico e permettono una misurazione per mezzo di un ponte di Wheatstone e di un galvanometro.

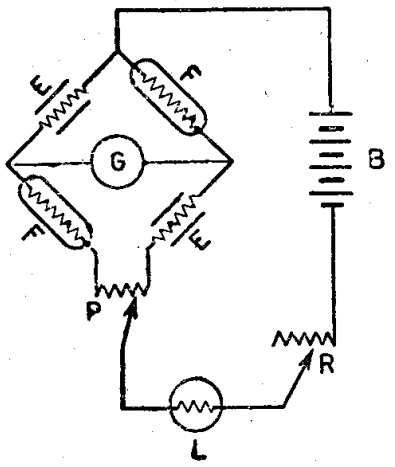


Fig. 437. – Schema del circuito elettrico degli analizzatori dei gas di scarico.

Lo schema elettrico dei due tipi di apparecchi è rappresentato in fig. 437. Con *F* sono contraddistinte le resistenze di confronto, con *E* le resistenze variabili attive e con *R* un reostato per la regolazione della tensione di alimentazione; *L* è una lampada regolatrice automatica della tensione di alimentazione e *P* un potenziometro che fa variare la tensione applicata in relazione alla composizione del combustibile usato.

Ad evitare l'influenza delle variazioni di umidità dell'aria atmo-

sferica, le resistenze di confronto sono poste in ambienti sempre saturi di vapore d'acqua (ossia in presenza d'acqua), oppure sono racchiuse ermeticamente in celle di vetro. Ad evitare poi l'influenza delle variazioni di temperatura dell'aria esterna e dei gas di scarico, sia le celle delle resistenze attive che quelle delle resistenze di confronto sono fatte lambire dai gas di scarico.

I due apparecchi differiscono fra di loro essenzialmente nel circuito del gas. *Nell'apparecchio a conducibilità termica* il gas viene mandato alla cella delle resistenze attive per mezzo di una tubazione ermeticamente chiusa e viene sufficientemente raffreddato, disidratato e filtrato prima di prendere contatto con le resistenze. Per impedire che si verifichi un effetto ventilante, il gas deve circolare nella cella molto lentamente e perciò *la cella è disposta in parallelo sul condotto del gas.* La conducibilità termica del gas determina il grado di raffreddamento delle resistenze e perciò la loro resistività.

Nell'apparecchio a catalisi il gas viene mescolato con aria perchè la reazione possa avvenire. *La cella è disposta in serie sul condotto* ed in essa il gas e l'aria circolano attivamente intorno alla resistenza di platino, con velocità mantenuta costante da una valvola automatica regolatrice di pressione. La resistività della resistenza attiva varia per effetto dell'aumento di temperatura che la reazione termochimica dei gas in combustione provoca in essa.

Questi apparecchi hanno la scala del galvanometro tarata direttamente in rapporto aria/combustibile. Essi vengono costruiti con dimensioni abbastanza ridotte e sono spesso installati a bordo dei velivoli, per il controllo della dosatura durante il volo.

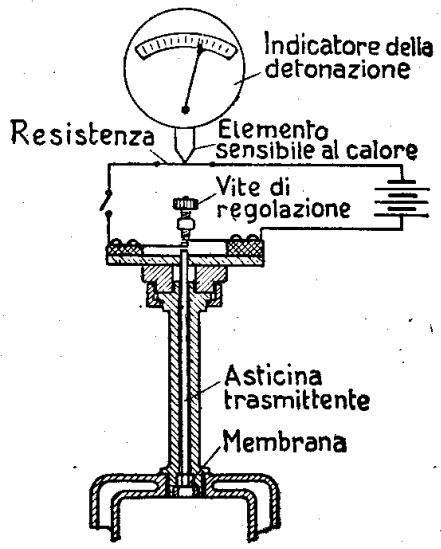


Fig. 438. – Apparecchio rivelatore e misuratore della detonazione.

245. Misurazione dei numeri di Ottano e di Cetano.

Nel paragrafo 109 abbiamo già accennato ai metodi di misurazione del N. O. di un combustibile. Abbiamo detto che la misura viene rilevata per mezzo di motori monocilindrici di dimensioni e caratteristiche unificate e secondo norme pure unificate.

In questi motori il rapporto di compressione può essere gradualmente variato fino al valore per il quale si verifica la detonazione; questa viene segnalata per mezzo di un piccolo apparecchio elettrico di cui abbiamo descritto sommariamente il funzionamento (fig. 438).

Il monocilindro più in uso è quello della Waukesha Motor Comp.

costruito in base alle norme stabilite dal Cooperative Fuel Research Committee of the American Society of Automotive Engineers e distinto in breve con la sigla C.F.R.

Altri tipi di motori impiegati sono quello della Ethyl Gasoline Corporation (negli Stati Uniti) e quello della I. G. Farbenindustrie (in Germania).

I procedimenti di prova generalmente seguiti sono i metodi *Motor* e *Research*: la tabella XVI riporta i dati caratteristici relativi ai motori C.F.R. e I. G.

Nel campo dell'autotrazione è più usato il procedimento *Motor* perchè prove sistematiche eseguite su strada in America per vari anni

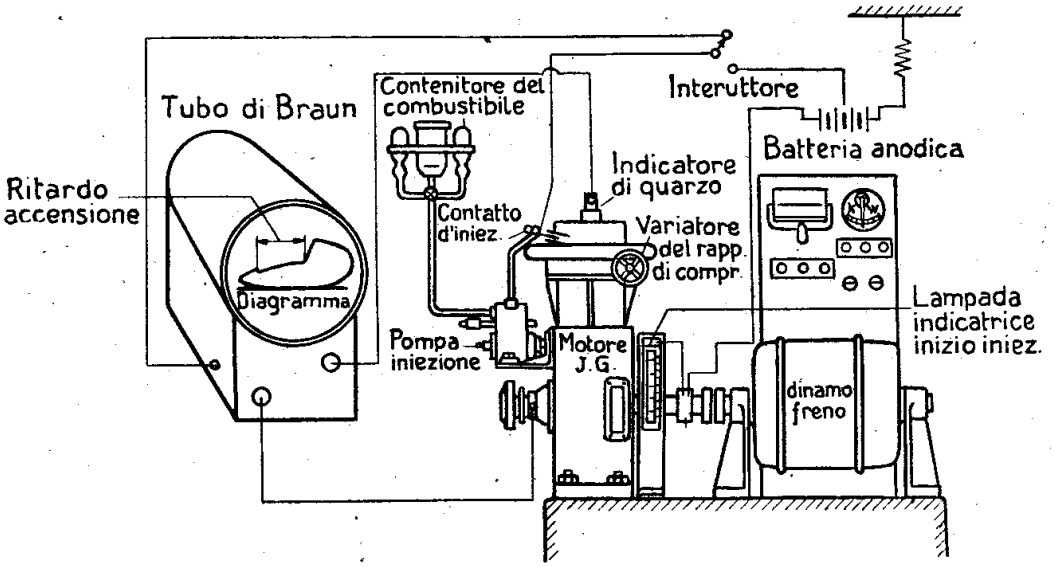


Fig. 439. – Schema dell'apparecchiatura I. G. per la misura del numero di Cetano.

su più di 10000 autoveicoli hanno dimostrato una soddisfacente concordanza fra la valutazione teorica del N.O. ottenuta con questo metodo ed il comportamento pratico su strada.

Il metodo *Research* si è dimostrato il più adatto alla valutazione del N. O. per le miscele di benzina e benzolo e di benzina ed alcole etilico: per questa ragione è preferito in Germania dove le miscele di benzina e benzolo sono impiegate su vasta scala.

I due procedimenti portano alla determinazione di valori di N. O. alquanto discordanti: di massima i valori ottenuti con il metodo *Motor* risultano più elevati di quelli ottenuti con il metodo *Research*.

Per i carburanti di aviazione il metodo generalizzato fino a qualche tempo addietro era il *Motor*. Attualmente al fine di ottenere valori più aderenti al pratico funzionamento dei motori d'aviazione, alimentati ora con combustibili ad elevatissimi N. O. per i quali la valutazione con i metodi C.F.R. risulta piuttosto incerta, si fanno misure in vera

scala cioè direttamente sui motori d'aviazione o su cilindri singoli dei motori stessi, secondo procedimenti unificati.

Per la misura del numero di Cetano vengono usati generalmente motori monocilindrici della I. G. e C.F.R. Con questi motori si confrontano i ritardi di accensione mediante misure elettriche e rilievo dei cicli con oscillografo a raggi catodici (tubo di Braun).

In Germania è pure seguito il sistema HWA (Heereswaffen Amt) che esamina non il ritardo all'accensione ma la facilità di avviamento

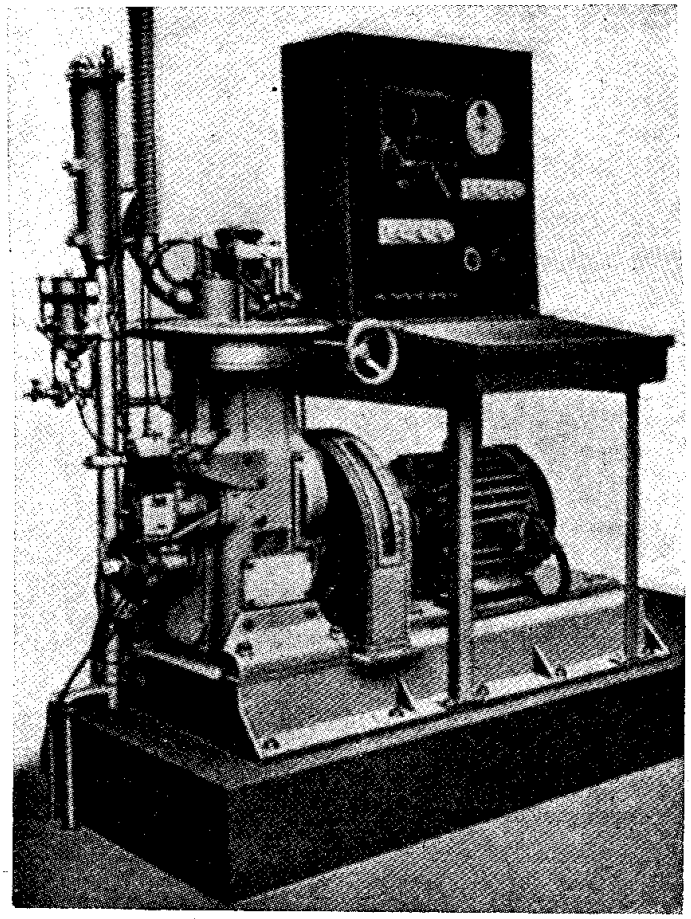


Fig. 440. – Motore I. G. per la misurazione del numero di Cetano.

in funzione della quantità di aria d'alimentazione. Facendo variare la depressione di alimentazione si ottengono diversi valori di compressione e di temperatura dell'aria mentre viene tenuto fisso il quantitativo di combustibile iniettato; vengono eseguiti 10 gruppi di 3 iniezioni ad un secondo una dall'altra con intervallo di 20 secondi fra gruppo e gruppo. I numeri di Cetano ottenuti con questo procedimento non sono direttamente confrontabili con quelli degli altri sistemi; in generale sono alquanto più elevati.

La tab. XVII riporta le principali caratteristiche dei tre metodi.

TABELLA XVI. – *Monocilindri per la valutazione del n° di ottano (N. O.).*

Tipo di monocilindro	C. F. R. Cooperative Fuel Research Committee of the American Society of Automotive Engrs		I. G. Farbenindustrie	
Costruttore	Waukesha Motor Comp. Waukesha Wisconsin (USA).		Motorenwerke Mannheim.	
Metodo	Motor	Research	Motor	Research
Diametro ..... mm	82,6	82,6	65	65
Corsa ..... mm	114,3	114,3	100	100
Cilindrata ..... cm^3	613	613	350	350
Rapp. di compress. variabile .	4,6 ÷ 12	4,6 ÷ 12	4 ÷ 15	4 ÷ 15
Regime ..... giri/min	900	600	900	600
Temperat. acqua di raffredd. °C	100	100	150	100
Preriscaldamento miscela .. °C	150	150	150	

TABELLA XVII. – *Monocilindri per le valutazioni del n° di cetano (N. C.).*

Tipo di monocilindro	I. G. Farbenindustrie	HWA Heereswaffemant	C. F. R.
Costruttore	Motorenwerke Mannheim	Humboldt Deutz	Waukesha Motor Comp.
Diametro ..... mm	95	120	82,6
Corsa ..... mm	150	170	114,3
Cilindrata..... cm^3	1063	1920	613
Tipo di camera	iniez. diretta	iniez. diretta	a turbolenza
Regime ..... giri/min	900	940	900
Temp. aria di alimentaz. .. °C	20	80	20
Temp. acqua raffreddam. .. °C	100	70	100
Anticipo all'iniezione..... °	20°	30°	—

Tabella XVIII.

Caratteristiche di funzionamento e costruttive dei motori endotermici.

Impiego	Aviazione		Autoveicoli			Installazioni fisse e marine	
Ciclo	Otto	Diesel	Otto	Otto (Gas)	Diesel	Otto (Gas)	Diesel
Pressione di aspirazione kg/cm²	con compress. 1,1 ÷ 1,3	1	0,9	0,9	0,95	0,9	0,95
Pressione di aspirazione »	0,90 ÷ 0,95						
Pressione di compressione »	8 ÷ 12	30 ÷ 60	7,5 ÷ 11	12 ÷ 14	35 ÷ 45	10 ÷ 18	30 ÷ 40
Pressione di combustione »	30 ÷ 60	55 ÷ 100	35 ÷ 45	40 ÷ 50	55 ÷ 70	20 ÷ 40	60 ÷ 70
p_e »	8 ÷ 13	6 ÷ 11	5,5 ÷ 8	5 ÷ 6,5	5,2 ÷ 6,5	4 ÷ 6,5	4,5 ÷ 7
Rapporto di compressione	5,5 ÷ 7,5	12 ÷ 20	5,5 ÷ 7,2	7 ÷ 10	12 ÷ 20	6 ÷ 10	12 ÷ 14
Temperatura di aspirazione °C	—55 ÷ +50	—55 ÷ +50	—20 ÷ +50	—20 ÷ +50	—20 ÷ +50	—	—
Temp. inizio compressione »	50 ÷ 160	50 ÷ 100	80 ÷ 160	80 ÷ 160	80 ÷ 100	80	70
Temperatura fine compr. »	250 ÷ 400	500 ÷ 800	600 ÷ 650	680 ÷ 750	850 ÷ 1000	400 ÷ 600	850 ÷ 1000
Temperatura combustione »	2000 ÷ 2500	1500 ÷ 2200	2000 ÷ 2500	1600	1800	1000 ÷ 1500	1800
Temperatura gas scarico »	800 ÷ 1000	500 ÷ 700	650 ÷ 750	650 ÷ 750	450 ÷ 600	500 ÷ 650	400 ÷ 600
Consumi combustibili g/Cvh	200 ÷ 300	160 ÷ 180	230 ÷ 320	—	180 ÷ 230	—	155 ÷ 180
Consumi lubrificanti »	10 ÷ 20	10 ÷ 20	3 ÷ 6	3 ÷ 6	3 ÷ 6	3 ÷ 7	3 ÷ 7
Potenza specifica Cv/l	22 ÷ 35	25 ÷ 40 (2 T)	22 ÷ 35	15 ÷ 25	11 ÷ 20 (2 T)	1,2 ÷ 4,5	1,2 ÷ 4,5
Peso specifico kg/Cv	0,600 ÷ 0,800	0,700 ÷ 0,900	2,2 ÷ 4	4 ÷ 6	7 ÷ 10	25 ÷ 80	18 ÷ 80
Rendimento globale	0,27 ÷ 0,20	0,37 ÷ 0,33	0,26 ÷ 0,18	0,27 ÷ 0,20	0,33 ÷ 0,26	0,28 ÷ 0,23	0,39 ÷ 0,33
$\mu = \frac{C}{D}$	1 ÷ 1,15	1 ÷ 1,2	1 ÷ 1,4	1 ÷ 1,4	1,1 ÷ 1,6	1,3 ÷ 1,9	1 ÷ 1,9
$\lambda = \frac{r}{L}$	0,2 ÷ 0,25	0,2 ÷ 0,25	0,22 ÷ 0,29	0,22 ÷ 0,29	0,22 ÷ 0,28	0,25 ÷ 0,27	0,20 ÷ 0,27
Numero di giri giri/min	2000 ÷ 3500	1400 ÷ 2400	3400 ÷ 4600	3400 ÷ 4600	1500 ÷ 2200	100 ÷ 600	100 ÷ 500
Velocità media di stantuffo m/s	10 ÷ 14	10 ÷ 13	9 ÷ 13	9 ÷ 13	7 ÷ 11	3 ÷ 6	4,5 ÷ 6
Potenza caratteristica	80 ÷ 180	60 ÷ 150	60 ÷ 100	45 ÷ 85	35 ÷ 70	12 ÷ 40	20 ÷ 45

BIBLIOGRAFIA

BUSCHMANN: *Taschenbuch für den Auto-Ingenieur.* Franckh'sche Verlagshandlung, Stuttgart 1938.

CAPETTI: *Motori a combustione interna.* V. Giorgio, Torino 1938.

DEVILLERS: *Le moteur à explosions.* Dunod, Paris 1935.

DUELL: *The motor vehicle manual.* W. B. Burford Printing Co., Indianapolis, Ind. 1939.

FAUSER: *Conferenze e comunicazioni al III Congresso del Carbonio Carburante.*

FESSIA: *Memorie ed appunti alle lezioni del Corso di Perfezionamento in Costruzioni Automobilistiche presso il R. Politecnico di Torino.*

— *Grandezze caratteristiche dei motori a combustione interna.* «L'Ingegnere», 1942.

HAEDER: *Oelmotoren.* R. C. Schmidt, Berlin 1930.

HELDT: *High speed combustion engines.* P. M. Heldt, Nyack N. Y. 1939.

JAHTSCH: *Kraftstoff-Handbuc.* Franckh'sche Velagshandlung Stuttgart. 1940.

JUDGE: *The testing of high speed combustion engines.* Chapman & Hall Ltd., London 1933.

JUDTMANN: *Motorzugförderung auf Schienen.* Springer, Wien 1935.

KAMM: *Das Kraftfahrzeug.* Springer, Wien 1938.

KAMM und SCHMID: *Das Versuchs- und Messwesen auf den Gebiet des Kraftfahrzeugs.* Springer, Wien 1938.

LIST: *Die Verbrennungskraftmaschine.* Springer, Wien 1939.

MARCHISIO: *L'elettricità nell'automobilismo e nell'aviazione.* Hoepli, Milano 1934.

MIRANDA: *Motores Diesel.* Hijo de F. Vives Mora, Valencia 1933.

PYE: *The internal combustion engines.* At the Clarendon Press, Oxford 1931.

RICARDO: *The internal combustion engines.* Blackie and Son Ltd., London 1927.

TAYLOR and TAYLOR: *The internal combustion engiue.* International Textbook Company Scranton Pensylvania 1938.

THIEMANN: *Motori Diesel leggeri.* Vallardi, Milano 1929.

INDICE ALFABETICO

(Per l'indice sistematico vedere all'inizio del volume)

Accumulatori, 237.
Acidità dei lubrificanti, 164.
Adiabatica, 10.
Albero composto e semicomposto, 354.
Albero equivalente a torsione, 92.
Alcoli, 172, 177, 178, 180, 181, 187, 212.
Alette di raffreddamento, 157, 158, 159.
Alimentazione a nafta e a petrolio, 169, 212.
Allison (lega), 257.
Alzata della valvola, 99.
Anelli d'espansione, 18, 249, 344, 345, 346.
Angoli di apertura (eccentrico e valvola), 110.
Anilina, 174, 176.
Anticipo all'accensione, 193, 194, 227, 232.
Anticipo all'iniezione, 323, 387.
Antifrizione, 256, 351.
Aria, 9, 10, 12, 13, 436.
Aria antagonista, 207.
Aria supplementare, 207.
Aria tipo, 139.
Aromatica (serie), 170.
Arricchitore automatico, 306.
Autoaccensione, 195, 235.
Autoregolazione del motore, 136.
Avogadro (legge di), 8.
Avviatore a scatto, 229.
Avviatore (starter), 209.

Battito in testa, 172, 195.
Beau de Rochas (ciclo), 24.
Bendix (innesto), 277.
Benzenica (serie), 170.
Benzina, 169, 172, 180, 182, 184.
Benzolo, 169, 173, 177, 181, 186.
Biella madre e bielletta, 47, 252.
Bilanciere, 108, 109, 110, 258.
Bobina d'induzione, 230, 231.
Boghetto (motore FIAT), 294.
Bombole per metano, 218, 219.
Braun (tubo di), 444.
Bronzine, 256.
Büchi (sistema), 285.
Butano, 171, 182, 187, 219.

Calibratura (curve di), 133.
Calore latente d'evaporazione, 178.
Caloria, 7.
Candele ad incandescenza, 410.
Candele d'accensione, 197, 199, 234.
Cannole di lubrificazione, 394.
Cappello, 252, 352, 356.
Carbone di legna, 168, 220, 223.
Carburanti, 168.
Carburatore aspirato e soffiato, 284.
Carburazione, 200.
Carbusol, 168.
Carica completa di un cilindro, 107.
Cartelle, 334.
Cassette di lubrificazione, 394.
Catene (a rulli e a denti), 257.
Celoron, 257.
Cetano, 176, 182, 448.
Cetene, 176, 182.
C.F.R., 173, 448.
Chiocciola (collettore a), 264, 282, 303.
Ciclo ad aria (rendimento del), 27.
Ciclo di Carnot, 4, 12.
Ciclo termico, 12.
Cilindrata, 127.
Clerk, 24.
Collaudo (prove di), 425.
Collettore, 78, 214, 227, 264, 282, 303,
Collettore di lavaggio, 385.
Conradson (numero di), 180.
Consumo d'aria, 436.
Consumo specifico, 130, 133, 151, 435.
Contatti platinati, 227.
Contrappesatura e contrappesi, 71, 255.
Contrappesi pendolari, 96.
Correttore altimetrico, 306.

Costante R dei gas, 8.
Cracking, 184.
Curva di distillazione dei combustibili, 178.
Curva di potenza, 134, 136.

Decompressione (valvole di), 396.
Deflettore per raffreddamento ad aria, 157.
Deflettore per stantuffo di motore a 2 tempi, 107.
Deflettore per valvola d'aspirazione, 406.
Densità A.P.I., 176.
Depressione all'aspirazione, 34.
Diesel (indice), 176.
Diffusore, 204.
Diluizione dell'olio lubrificante, 160.
Dinamotore, 279.
Distributore a foderi, 99.
Distributore d'accensione, 226, 227, 230.
Distributore d'avviamento, 281, 379, 396, 397.
Distributore rotante, 99.
Dosatura, 204, 222.

Eccesso d'aria, 14, 324, 325, 406.
Economizzatore, 209.
Elasticità del motore, 136.
Emulsionatore, 207, 306.
Engler (viscosità), 162.
Eptano, 173.
Equazione di stato (di elasticità), 8.
Equilibrio chimico, 16.
Equivalente termico del lavoro, 7.
Esponente k dell'adiabatica, 10, 26, 31.
Esponente *n* delle politropiche, 10, 31.
Etanolo, 172, 176, 177, 178, 181, 187.
Ethyl fluid, 174.

Farfalla (valvola a), 205.
Farnboro (indicatori), 440, 441, 443.
Fascie elastiche, 18, 249, 344, 345, 346.
Fattore di correzione (di potenza), 139.
Ferro pentacarbonile, 174.
Filtrabilità dei gasoli, 180.
Fluviometro, 435.
Freni dinamometrici, 427.
Frizione centrifuga per compressore, 302.
Froude (freno), 428.

Gas liquefatti, 169, 187, 219.
Gas permanenti, 169, 187, 216.
Gasolio, 169, 175, 178, 180, 182, 184.
Getto compensatore, 207.
Getto del carburatore, 205.
Getto del minimo, 208.
Giunto a settori, 398.
Giunto a vite, 400, 417.
Giunto elastico per compressore, 302.
Giunto elastico per riduttore, 314.
Glicolo, 268.
Gocciolamento degli iniettori, 417.
Gomme (attuali e potenziali), 164, 179.
Gradiente di pressione, 194.
Grado di sensibilità dei regolatori, 139.
Grado termico delle candele, 235.
Gusci, 252, 256.

Hesselmann (motore), 294.

Idrocarburi, 170.
Idrogenazione, 184.
Igroscopicità dei combustibili, 180.
Imo (pompa), 392.
Incrocio delle valvole, 105.
Indice Diesel (D. I.), 176.
Ingranamento, 159.
Inibitori, 180.
Iniettore – pompa, 419.
Iniezione di carburante, 185, 292.
Irregolarità δ del motore, 59.
Isotermica, 10.
Isottano, 170, 171, 173, 181, 186.

Joule (legge di), 8, 15.

Lavaggio, 37, 288, 375.
Lavaggio (valvole di), 38, 375.
Legna (carbone di), 168, 220, 223.
Limitatore di pressione, 299, 307.

Manganesite, 341.
Marcia al minimo, 135.
Marcia a vuoto, 132.
Maschetta, 340.
Messa in fase, 232.
Metano, 170, 171, 187, 216, 218, 219, 223.
Metanolo, 172, 177, 178, 181, 187.
Mica, 235.
Michell (cuscinetto), 354.
Microindicatori, 442.
Minimo (getto del), 209.
Miscelatore, 217, 221.
Momento motore medio, 57.
Monoblocco, 242.
Motore a V stretto, 145.

Nafta, 168, 169, 172, 175, 180, 182, 183, 184, 212.
Naftenica (serie), 170, 171.
Nichel tetracarbonile, 174.
Nodo (vibrazioni torsionali), 92.
Numero di cetano, 176, 182.

Numero di cetene (N.C.), 176, 182.
Numero di Conradson, 180.
Numero di ottano (N.O.), 173, 174, 181, 182.

Okill (indicatore), 440.
Olefinica (serie), 170, 171.
Olio di ricino, 165.
Omologazione dei motori, 425.
Orsat (apparecchio di), 446.
Oscillografo a raggi catodici, 444.
Ossidabilità dei lubrificanti, 164.
Ottano, 171, 173, 174, 181, 182, 448.

Paraffinica (serie), 170.
Parafiamma, 344.
Paramezzali, 333.
Pensky Martens, 180.
Petrolio, 167, 172, 183, 184, 212.
Piezoelettrici (indicatori), 444.
Pimetro, 439.
Piombotetraetile, 174, 181.
Piroscissione, 184.
Politropica, 10.
Pompaggio (perdite e lavoro di), 37, 130.
Pompetta di ripresa, 209.
Potenza di decollo, 208.
Preaccensione, 195.
Prodetonante, 176.
Prodotto p. v., 255, 257, 357.
Propano, 169, 171, 185.
Prony (freno di), 427.
Punteria, 100, 258, 263.
Punterie idrauliche, 258.
Punti morti (superiore ed inferiore), 18.
Punto d'anilina, 176.
Punto di congelamento, 164, 180.
Punto d'infiammabilità, 164, 180.
Punto di scorrimento, 180.

Quarzo, 227, 444.
Quota di utilizzazione, 297.

Raffinazione dei lubrificanti, 165.
Rampa di accostamento, 121.
Rapporto combustibile/aria, 14, 204. 222,
Rapporto di compressione, 12, 21, 25, 150.
Rapporto di compressione a pressione costante, 25.
Rapporto di compressione a volume costante, 25.
Rapporto di espansione, 12, 26, 142.
Raschiaolio (anelli), 249, 250, 340, 344, 346.
Redwood (viscosità), 162.
Regime critico torsionale, 94.
Rendimenti (misura dei), 437.
Rendimento di camera, 199.
Rendimento indicato, 29, 129, 437.
Rendimento meccanico, 128, 129, 132, 437.
Rendimento termico ideale, 25.
Rendimento termodinamico, 129.
Rendimento totale, 130, 437.
Rendimento volumetrico, 107, 129, 437.
Riduttore regolatore di pressione, 217.
Riduzione delle lunghezze, 93.
Riduzione delle masse allo stesso raggio, 49.
Riflusso, 360, 367, 414.
Ritardo all'avviamento della combustione, 193.
Ritardo di accensione delle nafte, 323.
Rocchetto d'accensione, 230.
Root (Compressore), 283.

Saybolt (Viscosità), 162.
Scarico spontaneo, 21, 36.
Schermatura delle candele, 237.
Sfasamento delle manovelle, 57.
Sillimanite, 235.
Smerigliatura delle valvole, 262, 375.
Smorzatoio, 307.
Sodio (valvole al), 262.
Sovralimentazione del motore, 141.
Sovrapressione allo scarico, 36.
Spinotto, 18, 249.
Spinterogeno, 230.
Spruzzatore, 204, 205.
Stantuffo rotante, 368, 415.
Starter (avviatore), 209.
Steatite, 235.
Stellite, 245, 262.
Stroboscopico (indicatore), 442.

Tenditore, 258.
Tenuta (anelli di), 18, 249, 344, 345, 346.
Termosifone, 155.
Tocco (processo), 256.
Torsiometri, 428.
Trasformazioni dei gas, 11.
Turbocompressore a gas di scarico, 285.
Turbolenza nelle camere di combustione, 194, 199, 324, 406, 411.

Urto (velocità di), 120.

Vaschetta, 205.
Velocità d'urto, 121.
Vettore momento, 72.
Vettore rotante, 76.
Vibrazioni del motore, 62, 70.
Vitone (giunto a vite), 400.

Watt (indicatore di), 441.

FINITO DI STAMPARE
NEL MESE DI LUGLIO MCMXLVII
CON I TIPI DELLE
INDUSTRIE GRAFICHE ITALIANE STUCCHI
VIA MARCONA, 50
MILANO

BRUZZONE T. – **Il calcolo dei tempi nelle lavorazioni meccaniche.** Il taglio dei metalli - Schede di macchina - Calcolo dei tempi di lavorazione - Regoli calcolatori d'officina - Applicazioni. – Terza edizione riveduta. 1945, in-8, di pag. XVI-176, con 49 figure e 6 tavole fuori testo . . . . . L. 350,—

— **Gli utensili per le lavorazioni meccaniche,** eseguite con torni, pialle, limatrici, stozzatrici, fresatrici, trapani. Seconda edizione rinnovata ed accresciuta. 1945, in-16, di pag. XII-192, con 74 figure e 30 tavole delle quali 2 fuori testo . . . . . L. 500,—

CASTAGNETO E. – **Elementi di meccanica e di resistenza materiali,** per scuole tecniche industriali, scuole professionali per maestranze, scuole serali per artieri, per capi-officina ed operai e licenziati di scuole d'avviamento al lavoro. - Terza edizione. 1945, in-16, di pag. XVI-396, con 305 figure e un'appendice di tab. numeriche. L. 600,—

CAVALLI C. A. – **Macchine idrauliche.** - Quarta edizione. 1947, in-8, di pag. XII-224, con 184 figure e numerose applicazioni . . . . . L. 350,—

— **Misure e collaudi sulle macchine a fluido.** Motori termici e idraulici - Generatori di vapore - Pompe - Ventilatori - Compressori - Frigoriferi. – 1946, in-8, di pag. XII-200, con 92 figure e numerose tabelle . . . . L. 350,—

— **Termodinamica industriale.** - Quarta edizione. 1947, in-8, di pag. XII-232, con 133 figure, VII tavole e numerose applicazioni . . . . . L. 350,—

CONTI G. – **Elementi di Aerotecnica** (Atmosfera - Resistenza Sostentazione - Propulsione - Volo - Esperienze e prove Statica e dinamica in acqua di scafi e galleggianti). 1946, in-8, di pag. XVI-452, con 297 figure . . . L. 800,—

FERAUDI B. – **Meccanica tecnica.**

Vol. I: *Meccanica generale. Resistenze passive.* - Quinta edizione. 1946, in-8, di pag. VIII-266, con 219 figure, 80 problemi risolti, un'appendice sulle misure del Sistema Giorgi, e di 8 tavole f. t. (Rist. dic. 1946) L. 420,—

Vol. II: *Resistenza dei materiali. Macchinismi di trasmissione.* - Quinta edizione 1947, in-8, di pag. VIII-270, con 244 figure e 84 problemi risolti . . . L. 420,—

Vol. III: *Dinamica delle macchine, apparecchi di sollevamento e trasporto.* - Quarta edizione riveduta. 1946, in-8, di pag. VIII-248, con 268 figure e 60 problemi risolti . . . . . L. 420,—

FRATI S. – **L'aliante.** Elementi di progetto dei moderni alianti. Veleggiatori. Aerodinamica. Disegno. Calcolo statico. Struttura. 1946, in-8 gr., di pag. XII-352, con 256 illustrazioni, numerosi esempi di calcolo ed una raccolta di 36 fra i più noti alianti italiani e stranieri. L. 1000,—

GALASSINI A. – **Macchine utensili.** Principi funzionali e costruttivi. Loro impiego e controllo della loro precisione. Nona edizione riordinata ed accresciuta a cura del Dott. Ing. M. Stella. Ristampa gennaio 1947, in-8, di pag. XVI-810, con 640 figure disegnate espressamente dagli AA. . . . . L. 1200,—

— — **Leghe metalliche e siderurgia.** Metalli industriali e loro leghe. Riscaldamento industriale. Forni a combustione ed elettrici. Minerali di ferro e loro preparazione. Fabbricazione ghisa e dell'acciaio. Impianti relativi. - Sesta edizione rifusa ed aggiornata dal Dott. Ing. L. Dalla Rosa. 1945, in-8, di pag. XII-328, con 130 inc. e 1 tavola a colori . . . . . L. 480,—

IV. Modelli, Casse per anime, Sagome - V. Attrezzi di una fonderia - VI. Formature per mezzo di modelli - VII. Formature per mezzo di sagome - VIII. Formature con tasselli e pezzi amovibili - IX. Formature in argilla e artistiche - X. Getti in forme di metallo - XI. Alcune formature speciali - XII. Formatura meccanica - XIII. Finimento e difetti dei getti - XIV. Prescrizioni unificate italiane. Ristampa della sesta edizione a cura di A. Carena, di pag. XVI-256, con 179 figure . . . L. 400,—

GAZZANIGA L. – **Il libro degli ingranaggi.** Trattato pratico per il calcolo, il tracciato, l'esecuzione ed il controllo degli ingranaggi. - Terza edizione aggiornata ed aumentata. 1945, in-16, di pag. XXIV-590, con 440 figure, 98 tabelle e 5 tavole fuori testo . . . . . L. 800,—

KRAEMER O. – **Progettazione e costruzione dei motori a combustione interna.** - Prima edizione italiana a cura dell'ing. E. Picka, riveduta dal dott. ing. G. Giberti. 1947, in-8, di pag. VIII-220, 203 fig. nel testo. L. 750,—

MASSERO F. – **Disegno di macchine.** Corso completo ad uso degli Istituti Tecnici Ind., dei disegnatori tecnici, capi-officina, ecc. - Settima edizione ampliata e conformata alle regole di normalizzazione UNI ed ai vigenti programmi. 1947, in-8, di pag. XVI-536, con 980 figure e 205 tabelle . . . . . L. 950,—

MORUCCI R. – **Trattamenti termici dei metalli.** Ricottura, normalizzazione, tempra, rinvenimento, cementazione, invecchiamento, ecc., con speciale riguardo alla preparazione degli allievi ingegneri e periti industriali, alle loro funzioni nelle officine di produzione meccanica. 1946, in-8, pag. VIII-252, 86 inc. e 12 tav. L. 400,—

PAGNI A. – **Disegno tecnico** ad uso delle scuole di avviam. professionale industriale e delle scuole per maestranze ed aziendali.

Vol. I, in-8 gr., di pag. VIII-148, con 57 figure e e XXVI tavole nel testo . . . . . L. 200,—

Vol. II, di pag. IV-204, con 57 figure e XXVIII tavole nel testo . . . . . L. 250,—

Vol. III, 1946, in-8, di pag. IV-224, con 12 figure e 38 tavole nel testo . . . . . L. 300,—

RANIERI C. – **Il problema delle tolleranze nel funzionamento** e nella costruzione di complessi meccanici da realizzare in grandi serie. 1946, in-8, di pag. XVI-144, con 167 figure originali e 2 tavole . . . . L. 400,—

ROSSI M. – **Attrezzature meccaniche e lavorazioni moderne per la produzione in serie.** - Terza edizione, 1946, in-8, di pag. XX-560, con 361 disegni dimostrativi e costruttivi originali, 15 foto, 44 tab. varie e 10 tab. UNI. L. 1000,—

— **Stampaggio a freddo delle lamiere.** - Terza edizione completamente riveduta ed ampliata. 1947, in-8, di pagine XX-448, con 282 disegni dimostrativi e costruttivi, 30 fotografie, 32 tab. diverse e 6 tab. UNI . . L. 1000,—

— **Utensili moderni per la lavorazione dei metalli** (con produzione di truciolo). Preparazione, applicazione, appendice. 1945, in-8 gr., di pag. 380, con 210 disegni dimostrativi e costruttivi eseguiti dall'A., 35 illustrazioni, 68 tabelle varie DIN e 38 tabelle UNI . . L. 800,—

THEEGARTEN A., GEYER M., ISENBURG R. – **Fresatura razionale.** Manuale pratico d'officina. 1943, in-16, di pag. VIII-120, con 67 fig. e VII tab. nel testo. L. 300,—

EDITORE ULRICO HOEPLI MILANO

Prezzo del presente volume Lire 1200