

# FIAT STABILIMENTO GRANDI MOTORI

BOLLETTINO TECNICO

VOL. XV - N. 3 - LUGLIO - SETTEMBRE 1962



Alcune note su un caso particolare di vibrazione  
delle molle

dott. Ing. A. Guglielmotti - p. I. A. Anastasi Pag. 65

I problemi della costruzione dei grandi motori al  
Congresso del CIMAC a Copenhagen

dott. Ing. Roberto De Piori Pag. 88



In copertina: La M.n. "Galassia",  
da 35.000 bwh, costruita per conto  
della Italsider e dotata di motore  
FIAT tipo 908 S, pronta per il  
varo nel Cantiere Ansaldo - Mug-  
liano (La Spezia).

# FIAT STABILIMENTO GRANDI MOTORI

TORINO (ITALIA)  
VOLUME XV - N. 3

BOLLETTINO TECNICO

VIA CUNEO N. 20  
LUGLIO - SETTEMBRE 1982

## Alcune note su un caso particolare di vibrazione delle molle

*Nel presente articolo, dopo alcune considerazioni generali sulle vibrazioni delle molle, viene trattato il caso, frequente nei motori Diesel, di una molla fissa ad un estremo e eccitata all'altro estremo da uno spostamento periodico, agente una determinata legge.*

*Vengono riportate le formule che determinano il moto, e quindi la sollecitazione, in ogni punto della molla e viene stabilito un criterio per il progetto e la verifica.*

*Vengono quindi discussi alcuni rilievi di sollecitazione eseguiti su alcune molle dai quali vengono ricavati alcuni importanti parametri.*

dott. ing. A. Guglielmotti  
p.i. A. Anastasi

### A) Osservazioni generali sulle sollecitazioni delle molle e casi che interessano nei motori Diesel.

Qualsiasi azione esterna applicata ad una estremità di una molla elicoidale (o in generale di un qualsiasi solido elastico con una dimensione prevalente rispetto alle altre due) si traduce in uno stato locale di tensione-deformazione, che si trasmette lungo il filo della molla con velocità finita, si somma ad altri stati di tensione-deformazione che si propagano nei due sensi, si riflette all'altra estremità in misura minore o maggiore a seconda delle condizioni di vincolo, ecc.

Fisicamente il fenomeno è simile a quello che si manifesta negli apparati d'iniezione del combustibile nei motori (trasmissione del moto per onde di pressione nel fluido, che si propagano lungo la tubazione) ed è governato dalle stesse leggi.

Ogni sezione del filo della molla è soggetta quindi ad uno stato tensionale variabile nel tempo.

Se l'azione esterna ha carattere periodico, ognuno dei punti della molla sarà sottoposto ad una sollecitazione ugualmente periodica, i cui limiti ammissibili agli effetti della resistenza sono forniti dal ben noto diagramma di Goodman.

Nel motore Diesel sono soggette a questo tipo di sollecitazione alcune molle di particolare importanza (ad esempio le molle del polverizzatore, delle valvole aspirazione e scarico, della pompa del combustibile, ecc.), il cui proporzionamento interessa in maniera preminente

il buon funzionamento del motore. In esse la sollecitazione che, come già detto, ha andamento periodico, è diversa in ogni punto del filo e il suo valore massimo può variare considerevolmente anche per piccole variazioni della velocità di rotazione del motore. Tratteremo nel prossimo paragrafo un caso particolare fra i più importanti di questo tipo di molle e cioè quello relativo alle molle di richiamo delle pompe d'iniezione e delle valvole di aspirazione e scarico, caratterizzate dall'avere un estremo fisso, mentre all'altro estremo è applicato uno spostamento periodico con una legge che è definita dalla forma della camma di comando.

### B) Molla fissa ad un estremo, ed eccitata all'altro estremo da uno spostamento periodico.

Le molle di richiamo delle valvole di aspirazione e scarico e della pompa d'iniezione hanno lo scopo di mantenere sempre a contatto gli organi dei relativi cinematismi di comando. Esse devono fornire quindi, in corrispondenza della loro estremità mobile, una forza che in ogni istante sia superiore alla forza d'inerzia negativa che si sviluppa nei suddetti cinematismi, in relazione alla legge del moto realizzata dalla camma di comando, forza che, data l'esistenza di un certo numero di vincoli unilaterali, tenderebbe a staccare i diversi organi dei cinematismi.

L'estremità mobile della molla è dunque soggetta ad uno spostamento periodico definito dalla legge dell'alzata della camma, spostamento che con le sue componenti

armoniche costituisce l'azione eccitante delle vibrazioni della molla.

Lo studio generale del problema è già stato eseguito da Hussman nel 1938. Lo sviluppo delle equazioni caratteristiche è riportato nel volume « Costruzione e progetto di motori » di R. Giovannozzi (1) a cui rimandiamo per maggiori particolari.

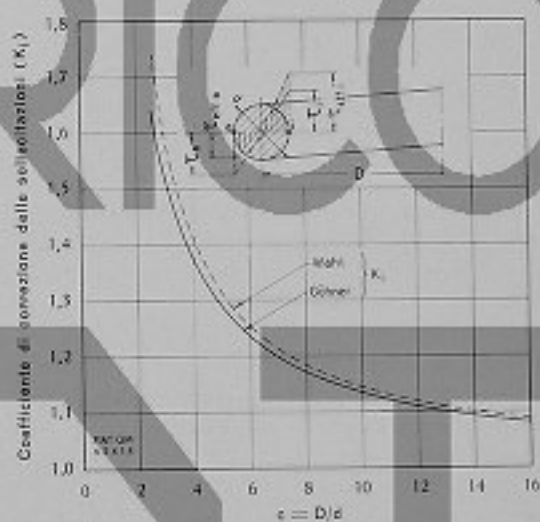
Nel seguito di questa parte verranno discusse le suddette equazioni e verranno trasformate in modo da ottenere delle formule approssimate, ma semplici e di immediata applicazione pratica nel calcolo delle molle. Verranno inoltre presentati i risultati dei rilievi di vibrazione eseguiti presso la FIAT - Stabilimento Grandi Motori.

### 1) Simboli usati.

Nel seguito dell'articolo verranno usati i seguenti simboli:

- A = ampiezza massima della vibrazione;  
 b = coefficiente di smorzamento della molla;  
 c = rapporto tra il diametro medio ed il diametro del filo della molla;  
 d = diametro del filo;  
 D = diametro medio delle spire;  
 g = gioco tra rullo e camms;  
 G = modulo di elasticità tangenziale del materiale della molla;  
 i = numero delle spire utili della molla;  
 K = numero intero compreso fra 0 e  $+\infty$ ;  
 $K_1$  = coefficiente di maggiorazione della sollecitazione (di Wahl o di Göhner o di Ancker-Goodier);  
 m = numero d'ordine dell'armonica eccitante;  
 $m_0$  = massa totale della molla;  
 $n_k$  = frequenza propria k-esima della molla;  
 P = carico agente sull'asse della molla;  
 $P_d$  = carico della molla nel punto in cui si ha la minima sicurezza al distacco del cinematismo;  
 $P_i$  = forza d'inerzia, dovuta alle masse del cinematismo, nel punto in cui si ha la minima sicurezza al distacco;  
 t = tempo;  
 u = spostamento lungo l'asse di un punto generico della molla;  
 $u_1$  = spostamento dell'estremità mobile della molla;  
 $u_m$  = componente armonica di ordine m dello spostamento  $u_1$ ;  
 v = velocità di propagazione delle perturbazioni lungo l'asse della molla;  
 z = ordinata corrente lungo l'asse della molla, espressa come frazione della lunghezza totale;  
 x = ordinata corrente lungo l'asse della molla (a partire dall'estremo fisso);  
 $\gamma$  = inclinazione delle spire della molla;  
 $\epsilon$  = coefficiente di amplificazione, in risonanza, dell'ampiezza di oscillazione;  
 $\lambda$  = coefficiente di amplificazione della sollecitazione;

- $\mu$  = flessibilità della molla;  
 $\rho$  = densità del materiale della molla;  
 $\tau$  = sollecitazione tangenziale;  
 $\tau_0$  = sollecitazione della molla corrispondente a spire bloccate;  
 $\tau_d$  = semi-ampiezza della sollecitazione dinamica in regime di risonanza;  
 $\tau_s$  = sollecitazione statica della molla;  
 $\tau_z$  = sollecitazione dinamica della molla in un punto qualsiasi « z »;  
 $\tau_x^1$  = sollecitazione dinamica in un punto qualsiasi « z » della molla, per la risonanza del 1° grado di vibrazione;  
 $\tau_x^2$  = sollecitazione dinamica in un punto qualsiasi « z » della molla, per la risonanza del 2° grado di vibrazione;  
 $\varphi_m$  = fase della vibrazione rispetto all'azione eccitante  $u_m$ ;  
 $\psi$  = coefficiente di correzione della freccia;  
 $\omega$  = pulsazione dell'azione eccitante;  
 $\omega_1$  = pulsazione corrispondente alla prima frequenza propria della molla;  
 $\omega_k$  = pulsazione corrispondente alla frequenza propria k-esima della molla.



$$K_1 = \frac{\tau_{eff}}{\tau_s}; \tau_{eff} = \frac{8DP}{\pi d^3} K_1 \quad P = \text{Carico molla}$$

$$K_1 = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c} \quad (\text{secondo Wahl}); \quad K_1 = 1 + \frac{5}{4c} + \frac{7}{80c^2} \quad (\text{secondo Göhner})$$

Fig. 1 - Coefficienti di correzione delle sollecitazioni.

### 2) Sollecitazione nella molla. Coefficienti di Wahl, di Göhner e di Ancker.

Richiamiamo per comodità del lettore le formule usate nel calcolo statico delle molle:

— Flessibilità:

$$\mu = \frac{8 i D^3}{G d^4} \psi \quad [1]$$

— Sollecitazione massima dovuta ad un carico  $P$ :

$$\tau = K_1 \frac{8 D}{\pi d^3} P \quad [2]$$

— Sollecitazione massima dovuta ad una freccia  $u_m$ :

$$\tau = \frac{K_2}{\psi} \frac{G d}{\pi D^2 i} u_m \quad [3]$$

Le formule [1], [2] e [3] sono ricavate dalle normali formule della Scienza delle Costruzioni per travi a sezione circolare, sollecitate a torsione. I coefficienti  $K_1$  e  $\psi$  sono i ben noti coefficienti di Wahl o di Göhner o di Ancker che tengono conto dell'aumento di sollecitazione dovuto al taglio e alla curvatura della trave nel punto  $i$  dello schizzo riportato nel grafico di fig. 1 e della variazione della flessibilità della molla per effetto delle reali condizioni di sollecitazione del filo e della sua forma. Essendo  $c$  il rapporto fra il diametro della molla e il diametro del filo e  $p$  la tangente dell'angolo  $\gamma$  di inclinazione delle spire, i due coefficienti sono espressi da:

$$K_1 = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c} \quad \text{secondo Wahl} \quad [4]$$

$$K_1 = 1 + \frac{5}{4c} + \frac{7}{8c^2} \quad \text{secondo Göhner} \quad [5]$$

oppure, tenendo conto dell'inclinazione delle spire (vedere grafico di fig. 2 e grafico di fig. 3):

$$K_1 = 1 + \frac{5}{4c} + \frac{7}{8c^2} - 0,5 p^2 \quad \text{secondo Göhner} \quad [5']$$

$$\psi = 1 - \frac{3}{16} \left(\frac{1}{c}\right)^2 + 0,27 p^2 \quad \text{secondo Göhner} \quad [5'']$$

$$K_1 = 1 + \frac{5}{4c} + \frac{7}{8c^2} + 0,5 p^2 \quad \text{secondo Ancker} \quad [6]$$

$$\psi = 1 - \frac{3}{16} \left(\frac{1}{c}\right)^2 + 1,27 p^2 \quad \text{secondo Ancker} \quad [6']$$

Per maggiori particolari si veda la bibliografia (2) e (3) riportata in fondo all'articolo.

Nei prossimi paragrafi che trattano delle molle in vibrazione non è stato considerato il coefficiente correttivo della flessibilità. Gli errori che così si commettono sono praticamente trascurabili.

### 3) Formule delle vibrazioni.

Riassumeremo nel presente paragrafo le formule principali che interessano nell'esame delle vibrazioni di una molla elicoidale fissa ad un estremo ed eccitata all'altro estremo da uno spostamento periodico  $u_1$ . Per maggiori particolari si rimanda alla pubblicazione già citata (1).

Sia dato lo spostamento periodico  $u_1$ , scomponibile in serie di Fourier:

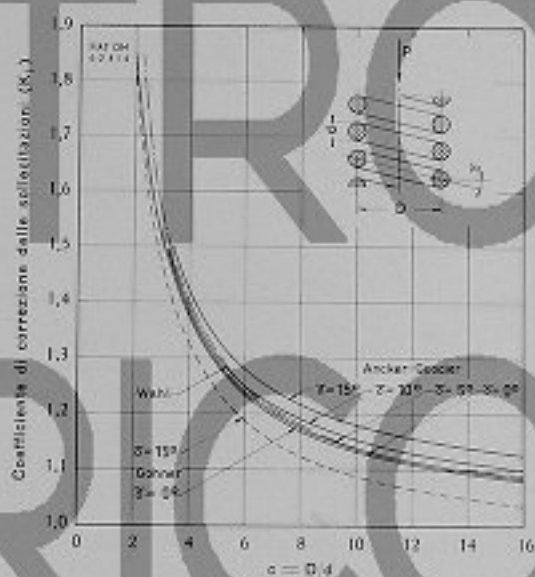
$$u_1 = u_0 + u_1 \sin(\omega t + \varphi_1^1) + u_2 \sin(2\omega t + \varphi_1^2) + \dots + u_n \sin(n\omega t + \varphi_1^n)$$

Considereremo separatamente l'effetto delle diverse componenti armoniche di  $u_1$ .

L'equazione d'equilibrio della molla è:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2b \frac{\partial u}{\partial t} = v^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad [7]$$

supponendo che non esista attrito solido, ma soltanto attrito viscoso.



— Coefficiente di correzione secondo Anker e Goodier:

$$K_1 = \left[ 1 + \frac{5}{4} \left(\frac{d}{D}\right) + \frac{7}{8} \left(\frac{d}{D}\right)^2 + \frac{1}{2} \lg^2 \gamma \right]$$

----- Coefficiente di correzione secondo Göhner:

$$K_1 = \left[ 1 + \frac{5}{4} \left(\frac{d}{D}\right) + \frac{7}{8} \left(\frac{d}{D}\right)^2 - \frac{1}{2} \lg^2 \gamma \right]$$

..... Coefficiente di correzione secondo Wahl:

$$K_1 = \left[ 1 + 1,355 \left(\frac{d}{D}\right) \right]$$

$$\tau = \frac{8 P D}{\pi d^3} K_1$$

Fig. 2 - Coefficienti di correzione delle sollecitazioni.

Risolvendo l'equazione [7] e sostituendo la variabile  $z$  alla variabile  $x$ , risulta che lo spostamento di un punto generico della molla, dovuto a  $u_m$  è dato da:

$$u = A \sin(m\omega t + \varphi_m) \quad [8]$$

essendo:

$\varphi_m$  = la fase della vibrazione rispetto all'azione eccitante  $u_m$

$$A = u_m \left| \frac{\sinh^2 \frac{\pi b}{\omega_1} z + \sinh^2 \pi m \frac{\omega}{\omega_1} z}{\sinh^2 \frac{\pi b}{\omega_1} + \sinh^2 \pi m \frac{\omega}{\omega_1}} \right| \quad [9]$$

l'ampiezza massima della vibrazione

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{G}{2\rho} \cdot \frac{d}{i D^2}} \quad [10]$$

la pulsazione corrispondente alla prima frequenza propria della molla.

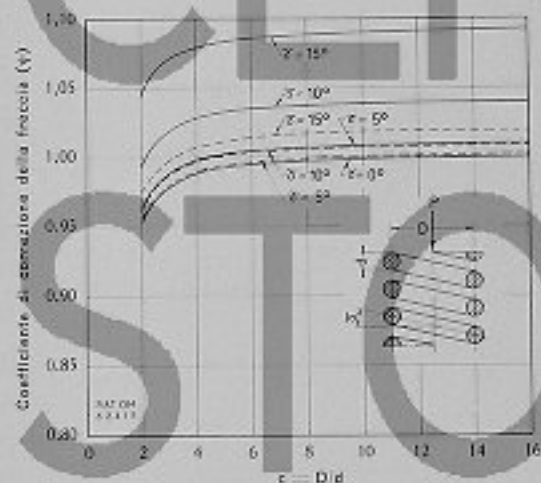
Le varie frequenze proprie della molla sono date da:

$$\omega_k = K \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{G}{2\rho} \cdot \frac{d}{i D^2}} \quad [11]$$

e le corrispondenti pulsazioni:

$$\omega_k = K \sqrt{\frac{G}{2\rho} \cdot \frac{d}{i D^2}} = K \omega_1 \quad [12]$$

[K: intero e compreso fra 0 e +∞]



— Coefficiente di correzione secondo Acker e Goodier:

$$\nu = 1 - \frac{3}{16} \left( \frac{d}{D} \right)^2 + 1,27 \lg^2 \nu$$

..... Coefficiente di correzione secondo Gthner:

$$\nu = 1 - \frac{3}{16} \left( \frac{d}{D} \right)^2 + 0,27 \lg^2 \nu$$

$$\text{Frecce: } f = \frac{8 P D^3 \nu}{G d^4}$$

Fig. 3 - Coefficienti di correzione delle frecce.

L'ampiezza  $A$  varia in funzione di  $\omega$  secondo una curva che presenta dei massimi appunto per  $\omega = \omega_k = K \omega_1$ . Si dice in tal caso che la molla vibra in regime di risonanza. Nei casi pratici considerati (molle valvole aspirazione e scarico e molle per pompa d'iniezione) ha importanza soprattutto la prima frequenza propria della molla ( $K = 1$ ), sulla quale perciò ci soffermeremo maggiormente. Le formule relative al secondo modo di vibrazione, che talvolta presenta qualche interesse, sono riportate in appendice.

In risonanza la [9] diventa:

$$A = \frac{u_m}{\sinh \frac{\pi b}{\omega_1}} \sqrt{\frac{\rho G}{2} \left[ \left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 1 \right]} \quad [13]$$

Risulta dalla formula che le ampiezze massime si verificano per  $z = 0,5$  mentre le estremità della molla corrispondono a dei punti nodali.

La sollecitazione della molla durante la vibrazione è proporzionale a  $\frac{\delta u}{\delta x}$  ed il suo valore massimo è dato da:

$$\tau_z = u_m \omega_1 K_i \sqrt{\frac{\rho G}{2}} \quad [14]$$

$$\sqrt{\frac{\left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + \left( \frac{m \omega}{\omega_1} \right)^2 \left( \sinh^2 \frac{2\pi b}{\omega_1} z + \sinh^2 \frac{2\pi m \omega}{\omega_1} z \right)}{\left( \sinh^2 \frac{\pi b}{\omega_1} + \sinh^2 \frac{\pi m \omega}{\omega_1} \right) \left( \sinh^2 \frac{\pi b}{\omega_1} z + \sinh^2 \frac{\pi m \omega}{\omega_1} z \right)}}$$

In regime di risonanza naturalmente  $\tau$  assume dei valori massimi; per il primo modo di vibrazione ( $m \omega = \omega_1$ ), si ha:

$$\tau'_z = u_m \omega_1 K_i \sqrt{\frac{\rho G}{2}} \quad [15]$$

$$\sqrt{\frac{\left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 1 \left( \sinh^2 \frac{2\pi b}{\omega_1} z + \sinh^2 2\pi z \right)}{\left( \sinh^2 \frac{\pi b}{\omega_1} \right) \left( \sinh^2 \frac{\pi b}{\omega_1} z + \sinh^2 \pi z \right)}}$$

I valori massimi di  $\tau'_z$ , funzione di  $z$ , si hanno evidentemente per  $z = 0$  e per  $z = 1$ , come è facile riconoscere anche dall'andamento delle curve del grafico di fig. 4.

Per  $z = 0$

Eseguendo il limite della [15] per  $z$  tendente a 0 e applicando il teorema di De l'Hôpital si ottiene:

$$\tau'_{z=0} = \frac{2 u_m \omega_1 K_i}{\sinh \frac{\pi b}{\omega_1}} \sqrt{\frac{\rho G}{2} \left[ \left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 1 \right]} \quad [16]$$

Per  $z = 1$

$$\tau'_{z=1} = u_m \omega_1 K_i \frac{\sinh 2\pi \frac{b}{\omega_1}}{\sinh^2 \pi \frac{b}{\omega_1}} \sqrt{\frac{\rho G}{2} \left[ \left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 1 \right]} \quad [17]$$

Per i piccoli valori del coefficiente di smorzamento  $b$ , come generalmente si verifica in questo tipo di molle, i due valori  $\tau'_{z=0}$  e  $\tau'_{z=1}$ , praticamente coincidono. Infatti, per  $b$  molto piccolo i seni iperbolici possono essere confusi con i loro argomenti; si ha allora:

$$\begin{aligned} \tau'_{z=0} &\cong \frac{2 u_m \omega_1 K_i}{\pi \frac{b}{\omega_1}} \sqrt{\frac{\rho G}{2} \left[ \left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 1 \right]} = \\ &= \frac{2 u_m \omega_1^2 K_i}{\pi b} \sqrt{\frac{\rho G}{2} \left[ \left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 1 \right]} \quad [16'] \end{aligned}$$

$$\tau_{z-1}^* \cong u_m \omega_1 K_i \frac{2\pi}{\pi^2} \frac{b}{b^2} \frac{1}{\omega_1^2} \sqrt{\frac{\rho G}{2} \left[ \left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 1 \right]} =$$

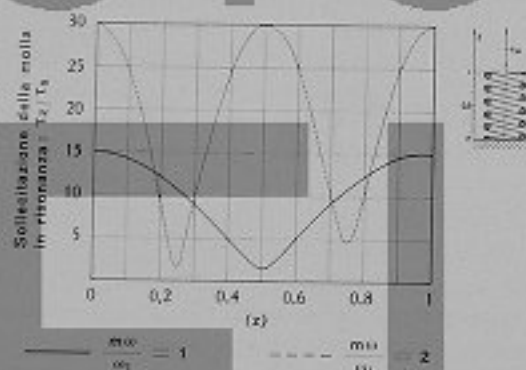
$$= \frac{2 u_m \omega_1^2 K_i}{\pi b} \sqrt{\frac{\rho G}{2} \left[ \left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 1 \right]} \quad [17']$$

D'altra parte è evidente che così deve essere in quanto per  $b$  molto piccolo, lo spostamento  $u_m$  dell'estremità mobile è trascurabile di fronte allo spostamento dei punti centrali della molla. Le due estremità della molla vengono quindi a trovarsi praticamente nelle stesse condizioni dinamiche.

#### 4) Semplificazione delle formule e osservazioni.

La [16] o la [16'] e la [17] o la [17'] forniscono dunque la massima sollecitazione della molla in condizioni di risonanza ed in base ad esse dovrà essere verificata la resistenza della molla. Tali formule si prestano ad una rappresentazione particolarmente significativa. Nel grafico di fig. 5 è stata riportata in coordinate logaritmiche l'espressione  $\frac{\tau_{z-0}^*}{u_m \omega_1 K_i}$  in funzione di  $\frac{b}{\omega_1}$ .

Una volta conosciuto per una data molla il coefficiente  $b$  di smorzamento, la pulsazione  $\omega_1$ , immediatamente calcolabile con la [10], l'armonica eccitante  $u_m$  e il coefficiente di Wahl o Göhner o Ancker-Goodier, si può ricavare immediatamente la sollecitazione alterna massima cui è soggetta la molla.



- $T_z$  Sollecitazione dinamica  
 $T_0$  Sollecitazione statica dovuta ad  $u_m$   
 $z$  Ordinate corrente lungo l'asse della molla, espresso come frazione della lunghezza totale  
 $u_m$  Componente armonica di ordine  $m$ -esimo dello spostamento dell'estremità della molla  
 $m$  Numero d'ordine dell'armonica eccitante  
 $\omega$  Pulsazione dell'azione eccitante  
 $\omega_1$  Pulsazione corrispondente alla prima frequenza propria della molla

Fig. 4 - Sollecitazione della molla in risonanza in funzione di  $z$ . Il grafico è stato tracciato per  $b = 4 \text{ s}^{-1}$ ;  $\omega_1 = 60 \text{ rad/s}$ .

L'importanza delle due grandezze  $b$  e  $\omega_1$ , e in particolare del loro rapporto, scaturisce da un'altra considerazione.

Introducendo nella [16'] la [10] si ottiene:

$$\tau_{z-0}^* = \frac{2 u_m K_i}{\pi b} \sqrt{\frac{G}{2 \rho} \frac{d}{i D^2} \omega_1} \sqrt{\frac{\rho G}{2} \left[ \left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 1 \right]} =$$

$$= K_i \frac{G d}{\pi i D^2} u_m \frac{\omega_1}{b} \sqrt{\left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 1}$$

Essendo generalmente il rapporto  $\frac{b}{\omega_1}$  molto piccolo, il suo quadrato può essere trascurato di fronte all'unità nell'espressione che compare sotto radice. Sarà allora:

$$\tau_{z-0}^* \cong K_i \frac{G d}{\pi i D^2} u_m \frac{\omega_1}{b} \quad [18]$$

Come si può facilmente riconoscere in base alla [3], la sollecitazione massima in risonanza  $\tau_{z-0}^*$  è dunque uguale alla sollecitazione statica dovuta ad uno spostamento  $u_m$ , moltiplicata per il rapporto  $\lambda = \frac{\omega_1}{b}$  che può essere quindi definito « coefficiente di amplificazione della sollecitazione ».

In tal modo il calcolo della massima sollecitazione dinamica cui è soggetta la molla è estremamente semplificato; è sufficiente infatti la conoscenza delle tre grandezze  $u_m$ ,  $\omega_1$  e  $b$ , per poter calcolare la suddetta sollecitazione con le formule tradizionali. La formula [18], pur essendo stata ottenuta mediante alcune approssimazioni dalle formule esatte, fornisce dei risultati sufficientemente precisi. I massimi spostamenti ottenuti applicando la [18] a numerosi casi pratici sono stati dell'ordine dell'1 ÷ 2% rispetto ai valori esatti calcolati con le [16] e [17].

Si noti che mentre le due grandezze  $u_m$  e  $\omega_1$  sono immediatamente calcolabili con buona approssimazione, quando siano date la legge del moto dell'estremità mobile e le caratteristiche geometriche e meccaniche della molla, la terza grandezza ( $b$ ) è molto più difficilmente valutabile. Essa dipende da molteplici fattori (resistenza dell'aria sulle spire, smorzamento interno, rigidità dei vincoli della molla, ecc.) la cui influenza è praticamente impossibile determinare in sede teorica. Anche la letteratura tecnica in proposito è molto scarsa e, a quanto ci risulta, sono stati pubblicati soltanto i due grafici di fig. 6 - (ved. 4) - il secondo dei quali fornisce il valore di  $b$  in funzione dell'ampiezza  $u_m$  dell'armonica eccitante.

Essi sono ancora i diagrammi della memoria originale di Hussman.

Poiché la maggiore o minore esattezza nel calcolo delle vibrazioni di una molla dipende in definitiva da  $b$  (si ricorda che il coefficiente di amplificazione è dato proprio da  $\frac{\omega_1}{b}$ ), la sua conoscenza riveste una particolare importanza, e può essere acquisita naturalmente solo in base a numerosi rilievi sperimentali.

Si noti ancora che nell'equazione fondamentale del moto [7] si è supposto che le cause smorzanti abbiano

carattere unicamente viscoso; questa evidentemente è una ipotesi semplificativa che quasi certamente in pratica non si verifica. Piccole differenze riscontrate nei rilievi finora eseguiti presso la FIAT Stabilimento Grandi Motori, farebbero sospettare che, almeno in certe circostanze, lo smorzamento non sia soltanto viscoso. Ad ogni modo si tratta di differenze minime che non giustificano certamente un calcolo più laborioso per tenerne conto.

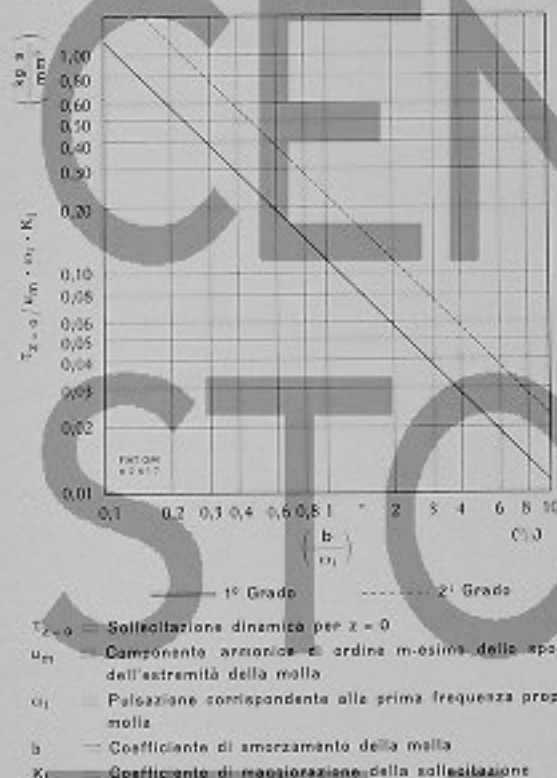


Fig. 5 - Grafico di  $T_{z=0}/(u_m \cdot \omega_1 \cdot K_1)$  in funzione di  $b/\omega_1$  per le condizioni di risonanza e per  $z = 0$ .

### 5) Casi pratici di vibrazione delle molle.

Nelle pagine precedenti abbiamo esaminato brevemente la trattazione teorica delle vibrazioni delle molle fisse ad un estremo ed eccitate all'altro da uno spostamento periodico, fornendo le formule che permettono una rappresentazione completa del fenomeno. Maggiori particolari sono riportati nelle appendici 1 e 2. Come si può constatare, si tratta di un caso relativamente semplice di vibrazione che, contrariamente a quanto succede normalmente, può essere affrontato direttamente mediante una trattazione esclusivamente analitica. Ci si potrebbe attendere quindi di avere una buona concordanza fra la teoria e la pratica, una volta determinato il coefficiente di smorzamento  $b$ , unico elemento che deve essere ricavato dall'esperienza.

In realtà i risultati ottenuti dai rilievi finora eseguiti hanno dimostrato che anche in questo caso esistono

numerose cause che possono provocare differenze sensibili fra il comportamento reale e quello previsto di una molla vibrante.

E' da osservare innanzi tutto che i rilievi di vibrazione delle molle non sono molto agevoli, soprattutto se essi devono essere eseguiti direttamente sul motore in moto. Infatti, dato il piccolo valore del coefficiente di smorzamento  $b$ , ed essendo generalmente interessate alla vibrazione le armoniche di ordine elevato, è sufficiente un piccolo spostamento della velocità di rotazione, dovuto eventualmente alla irregolarità di moto del motore, perchè la vibrazione non riesca ad innescarsi completamente; è piuttosto difficile pertanto esaminare in pratica quanto succede in regime di risonanza o nelle immediate vicinanze. Si preferisce quindi eseguire il rilievo facendo variare lentamente e con continuità la velocità di rotazione in modo da interessare successivamente le diverse risonanze; naturalmente questo sistema può fornire dei risultati non molto buoni, in quanto un passaggio troppo rapido attraverso ad un regime di risonanza può impedire che la vibrazione raggiunga la sua ampiezza massima.

Gli scostamenti fra calcoli e rilievi, che maggiormente interessano, riguardano naturalmente la frequenza di vibrazione  $\omega_1$  e la sollecitazione massima  $T_z$ . Accenneremo brevemente a quali cause si possono attribuire.

Nel calcolo della vibrazione si suppone naturalmente che la molla sia un corpo omogeneo di dimensioni e caratteristiche ben note, corrispondenti a quelle di progetto; in realtà le usuali tolleranze sul diametro del filo e sul diametro medio della molla e la variazione del modulo di elasticità tangenziale, possono provocare delle differenze anche sensibili (fino al 10% circa) sulla frequenza propria della molla; questa constatazione, come ben si comprende è molto importante, sia perchè la frequenza propria entra nel calcolo del coefficiente di amplificazione, sia perchè la risonanza di armoniche importanti può cadere, contrariamente a quanto previsto, nel campo di funzionamento normale del motore.

Un altro elemento di imprecisione nel calcolo della frequenza propria di una molla risiede nella valutazione del numero di spire utili. Come è noto nelle molle di compressione la distanza fra le spire d'estremità va progressivamente diminuendo, finchè nell'ultima parte della molla le spire risultano a contatto. E' ben difficile stabilire quante siano realmente le spire che partecipano alla vibrazione. La questione è ancora sotto esame; ad ogni modo dai primi risultati ottenuti su prove statiche sembra che sia necessario considerare reagenti anche parte delle spire che si trovano oltre il punto di corrispondenza del quale le spire stesse cominciano a toccarsi.

Naturalmente il numero di spire utili dipende, seppure in piccola misura, anche dalla compressione della molla. Poichè questa varia durante la vibrazione ed è funzione anche dell'ampiezza dell'armonica eccitante, risulta che la frequenza è funzione dell'ampiezza di vibra-



zione e che la vibrazione avrà ben difficilmente una forma sinusoidale pura.

Dell'influenza preponderante del coefficiente di smorzamento  $b$  sulla sollecitazione della molla abbiamo già parlato.

Aggiungeremo ancora che le armoniche eccitanti ricavate mediante l'analisi armonica dello spostamento calcolato dell'estremità mobile della molla, possono essere determinate con buona approssimazione se si tratta di armoniche di ordine basso, che hanno generalmente un'ampiezza relativamente grande; quelle di ordine elevato invece, che di solito hanno un'ampiezza piuttosto piccola, possono essere fortemente influenzate dagli inevitabili errori di lavorazione (compresi del resto nelle tolleranze ammesse) delle camme di comando, e dalle deformazioni e dagli eventuali giochi presenti nei cinematismi considerati.

Per rendere più chiara la precedente affermazione, sono state calcolate le componenti armoniche dell'alzata delle valvole aspirazione e scarico del motore FIAT C 256 ES (4 tempi, 6 cilindri, diametro stantuffo 250 mm, corsa stantuffo 400 mm), supponendo che il gioco fra camma e rullo sia successivamente 0,07, 0,35 e 0,49 mm e che il cinematismo di comando non si deformi. Sul grafico di fig. 7 sono state appunto tracciate le variazioni percentuali delle ampiezze delle varie armoniche; come si può notare dal grafico, la variazione percentuale delle armoniche di ordine superiore a 11 ÷ 12 (si noti che le armoniche che cadono nel campo di funzionamento normale del motore sono quelle di ordine superiore a 15) è molto rilevante e può dar luogo a scostamenti notevoli fra le ampiezze reali e quelle previste se il gioco fra rullo e camma è diverso da quello di progetto.

Un altro esempio di tale tipo è riassunto nel grafico di fig. 8 relativo alla camma pompa combustibile del motore FIAT C 685 S (2 tempi, 5 cilindri, diametro stantuffo 680 mm, corsa stantuffo 1200 mm). In questo caso si è supposto che a 22° dall'inizio alzata la camma presentasse un leggero avvallamento di 0,1 mm, raccordato progressivamente al profilo a disegno rispettivamente in 10°, 20°, 30° e 40°. Le variazioni percentuali delle ampiezze delle varie armoniche sono appunto tracciate nel grafico già citato.

Nei grafici di figg. 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, e nella tabella I sono stati riportati i risultati dei rilievi di sollecitazione eseguiti sulle seguenti molle:

- Mot. C 256 ES (4 tempi, 6 cilindri, diametro stantuffo 250 mm, corsa stantuffo 400 mm).  
Molla valvola aspirazione e scarico.
- Mot. C 606 TS (2 tempi, 6 cilindri, diametro stantuffo 600 mm, corsa stantuffo 800 mm).  
Molla pompa del combustibile.
- Mot. C 685 S (2 tempi, 5 cilindri, diametro stantuffo 680 mm, corsa stantuffo 1200 mm).  
Molla pompa del combustibile.

— Mot. 902 S (2 tempi, 2 cilindri, diametro stantuffo 900 mm, corsa stantuffo 1600 mm).  
Molla pompa del combustibile.

Le molle considerate avevano le dimensioni riportate in tabella 2.

Dall'esame dei rilievi si può osservare quanto segue:

- a) Il calcolo della frequenza propria eseguito con le dimensioni a disegno delle molle ha dato un errore massimo del 9%, mentre lo stesso calcolo, eseguito con le dimensioni rilevate, ha portato ad un errore massimo del 5%.

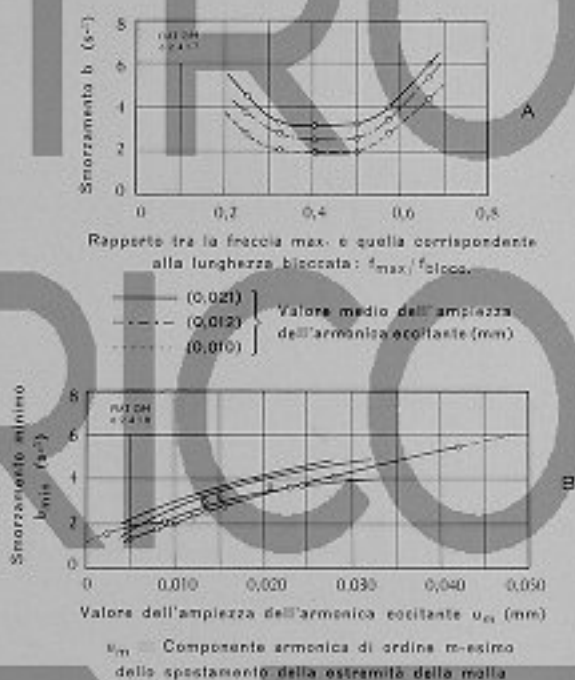


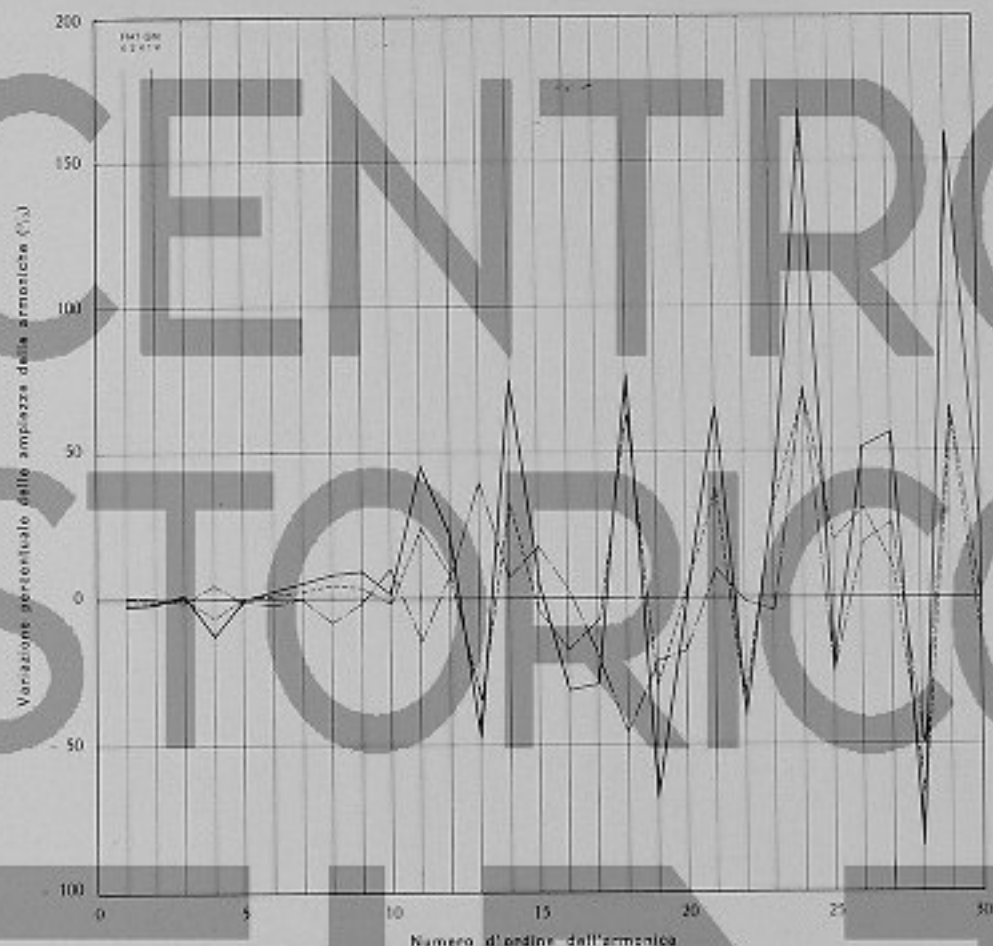
Fig. 6 - Coefficiente di smorzamento  $b$  di una molla in funzione di  $f_{max}/f_{blocc}$  (diagramma A) e smorzamento  $b_{min}$  in funzione del valore medio dell'ampiezza dell'armonica eccitante, su misurata diverse molle per valvole (diagramma B).

- b) La stessa molla della pompa del combustibile del motore C 685 S venne provata in un primo tempo con la camma originaria (tipo A - fig. 14), rilevando ampiezze di oscillazione piuttosto elevate ( $2a = 17,4 \text{ kg/mm}^2$ ); in seguito a questo fatto venne modificato il profilo della camma (tipo B - fig. 15) in modo da avere delle ampiezze delle armoniche eccitanti più basse. Ripetuti i rilievi si ottenne una doppia ampiezza di oscillazione pari al 68% di quella provocata dalla camma originaria.

- c) I rilievi effettuati sulle valvole aspirazione e scarico del motore C 256 ES, a vuoto e a carico, hanno dato luogo a delle differenze sulle ampiezze di oscillazione, pur essendo identico il profilo della camma aspirazione e scarico. Evidentemente in questo caso,

oltre a piccole irregolarità dei profili delle due camme, a differenti deformazioni del cinematismo, ecc. assume molta importanza il gioco tra rullo e camma, che varia in funzione del carico del motore ed è diverso per i due tipi di valvole.

per ogni molla, ma funzione di parametri che finora non sono stati chiaramente individuati. Per tentare un'analisi accurata in questo senso sarebbe necessario naturalmente avere a disposizione un maggior numero di rilievi eseguiti su numerose molle di diverse grandezze.



Il grafico rappresenta la variazione percentuale delle ampiezze delle armoniche dell'alzata, in funzione dei giochi tra rullo e camma rispetto al gioco normale di 0,3 mm. I giochi considerati sono stati i seguenti:

- g = 0,07 mm - - - - -
- g = 0,35 mm - - - - -
- g = 0,43 mm ————

Fig. 7 - Motore FIAT tipo C 256 ES - Spostamento della punteria delle valvole aspirazione e scarico.

- d) Le quattro molle considerate, progettate per funzionare con rapporti di fatica di  $1,5 \div 1,8$ , per effetto della vibrazione funzionano con rapporti di fatica di  $2,1 \div 4$ .
- e) Il calcolo dello smorzamento in base alle ampiezze di vibrazione misurate ha portato a dei valori variabili da  $0,12$  a  $4,98 \text{ s}^{-1}$ . Una parziale giustificazione di valori tanto diversi risiede certamente sia nei coefficienti già citati che influenzano le ampiezze di vibrazione, sia nella difficoltà di esecuzione dei rilievi e negli inevitabili errori nella loro interpretazione; d'altra parte è probabile che lo smorzamento non sia costante

#### 6) Guida per il calcolo delle molle.

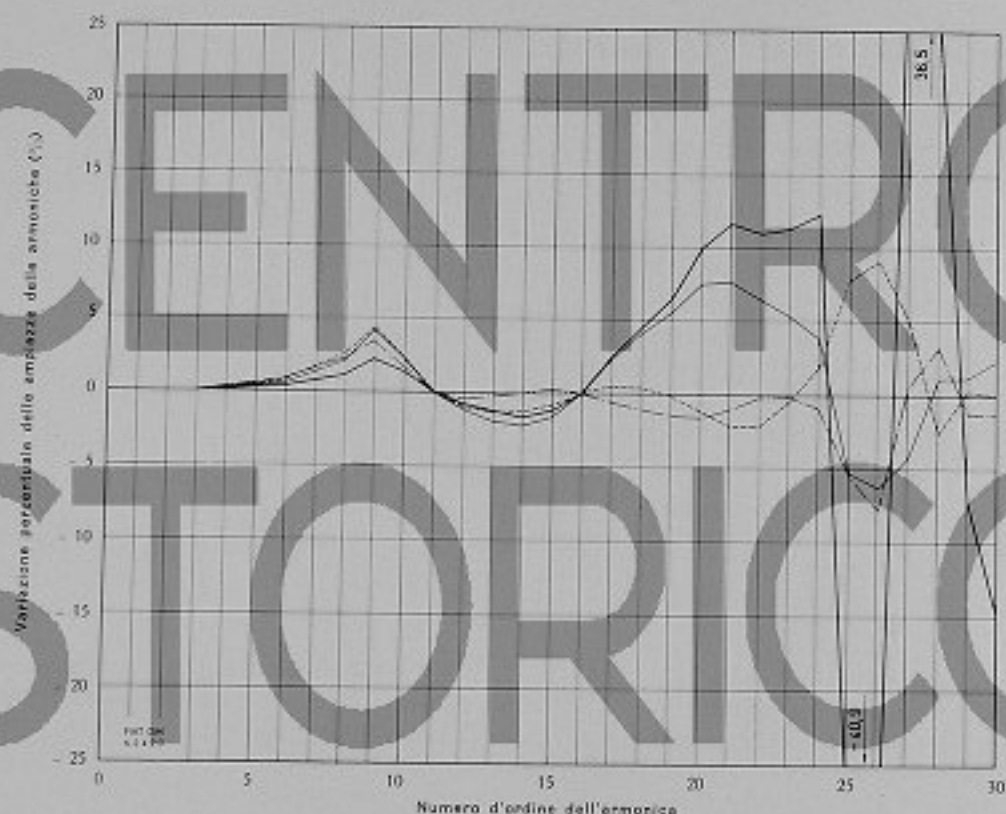
Nel paragrafo 3) è stato considerato l'effetto sulla vibrazione della molla di una sola delle componenti armoniche dello spostamento eccitante.

Per una data velocità del motore, o, ciò che è lo stesso, per una data frequenza del fenomeno periodico eccitante, le caratteristiche dinamiche (spostamento e sollecitazione) in un dato punto della molla, si ottengono sommando gli effetti di tutte le armoniche eccitanti.

Si tenga però presente che, se il coefficiente di smorzamento  $b$  non è molto grande, come generalmente

succede, in condizioni di risonanza con una data armonica l'effetto di amplificazione delle altre armoniche è molto piccola. Nel calcolo delle ampiezze di vibrazione delle molle, che naturalmente interessa eseguire in regime di risonanza, quando cioè si hanno le massime ampiezze

- i limiti entro i quali varia la sollecitazione della molla devono essere inferiori ai limiti massimi ammessi per il materiale della molla stessa;
- per effetto della vibrazione le spire della molla non devono mai venire a contatto.



Il grafico rappresenta le variazioni percentuali tra le ampiezze delle armoniche relative alla legge di alzata stantuffo modificata e quelle relative alla legge di alzata stantuffo teorica. La legge di alzata stantuffo è stata modificata come segue: a  $22^\circ$  (di rotazione camma) dall'inizio alzata è stata diminuita l'alzata di 0,1 mm; è stato quindi ricordato il profilo della camma così modificato con un arco pari rispettivamente a:

10° ————— 30° - - - - -  
20° ————— 40° —————

Fig. 8 - Motore FIAT tipo C 685 S - Analisi armonica dell'alzata dello stantuffo della pompa di iniezione.

di vibrazione, si ammetterà quindi che al fenomeno periodico base si sovrappongano le oscillazioni dovute alla sola armonica che per quella velocità di rotazione si trova in risonanza.

Ciò premesso, indicheremo ora un procedimento che è consigliabile seguire nel calcolo delle molle in argomento. Le tre condizioni che devono essere soddisfatte sono le seguenti:

- i diversi organi del cinematismo su cui agisce la molla devono rimanere sempre a contatto; in altre parole la forza esercitata dalla molla in corrispondenza del suo estremo mobile deve essere sempre superiore alla forza d'inerzia negativa, ridotta allo stesso punto;

Converrà procedere nel modo seguente:

- a) Si eseguirà l'analisi armonica della legge dell'alzata della camma, determinandone le varie componenti. In genere, con il tipo di camme normalmente usate, l'ampiezza delle armoniche diminuisce con l'aumentare del numero d'ordine delle armoniche stesse. Si trasformeranno quindi le armoniche dell'alzata della camma in armoniche dello spostamento della molla, moltiplicando le prime per il rapporto di trasmissione del cinematismo.
- b) Si progetterà una molla che, con un rapporto di fatica in assenza di vibrazioni (rapporto fra i carichi corrispondenti all'alzata massima e minima della camma) pari a  $1,5 \div 1,7$ , fornisca, alla velocità di rotazione

normale del motore, un carico, calcolato staticamente, superiore di almeno il 40% alla forza d'inerzia negativa.

c) Si verificherà che per effetto delle vibrazioni e in tutto il campo di velocità praticato dal motore:

- il rapporto di fatica effettivo non superi quello massimo ammesso per il materiale della molla;
- la sollecitazione massima sia sempre inferiore a quella che si ha con spire bloccate, per impedire che durante il funzionamento le spire della molla entrino in contatto fra di loro;
- la diminuzione del carico della molla in corrispondenza del suo estremo mobile per effetto della vibrazione non abbassi la reazione totale al disotto della forza d'inerzia negativa.

Per maggior chiarezza, nella fig. 17, abbiamo riportato schematicamente gli elementi che interessano per le verifiche precedenti.

Con le notazioni della figura le verifiche di cui sopra diventano le seguenti:

$\tau_{s, \max} + \tau_d^1$  e  $\tau_{s, \min} - \tau_d^1$  dovranno essere comprese nell'area di sicurezza del diagramma di Smith,

$\tau_{s, \max} + \tau_d^1 \leq \tau_b$  (sollecitazione a spire bloccate)  
 $P_d \geq P_s$

Qualora una delle condizioni del punto c) non sia soddisfatta, si modificheranno di conseguenza le caratteristiche della molla; generalmente converrà variarne la frequenza propria di vibrazione, in modo da interessare durante il funzionamento normale, delle armoniche di ampiezza non rilevante.

Si tenga ad ogni modo presente che un aumento eccessivo della frequenza propria di vibrazione può risultare dannoso, in quanto la massima sollecitazione in vibrazione è direttamente proporzionale appunto alla pulsazione propria della molla  $\omega_1$ . In certi casi pertanto sarà necessario variare le caratteristiche della camma di comando allo scopo di diminuire l'ampiezza delle componenti armoniche interessate.

## C) Appendici.

### Appendice 1.

Nel paragrafo 3) sono state riportate le espressioni di  $A_s$  e  $\tau_s$  in risonanza per il primo grado di vibrazione ( $m\omega = \omega_1$ ); poichè, come già detto, anche il secondo grado può presentare qualche interesse, scriveremo le formule corrispondenti anche per questo caso ( $m\omega = 2\omega_1$ ).

Ampiezza di vibrazione:

$$A_s = u_m \frac{1}{\operatorname{sen} \frac{\pi b}{\omega_1}} \sqrt{\operatorname{senh}^2 \frac{\pi b}{\omega_1} z + \operatorname{sen}^2 2\pi z} \quad [1a]$$

Nel grafico di fig. 18 è stata riportata la curva di  $A_s$  in funzione di  $z$ , dalla quale risulta che oltre ai due nodi di estremità ne esiste un altro nella zona centrale.

Sollecitazione:

$$\tau_{s, z}^n = u_m \omega_1 K_i \left| \frac{\rho G}{2} \left[ \left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 4 \right] \right. \quad [2a]$$

$$\left. \frac{\operatorname{senh}^2 \frac{2\pi b}{\omega_1} z + \operatorname{sen}^2 4\pi z}{\operatorname{senh}^2 \frac{\pi b}{\omega_1} z + \operatorname{sen}^2 2\pi z} \right|$$

Per  $z = 0$ , applicando il teorema di De l'Hôpital si ottiene:

$$\tau_{s, z=0}^n = \frac{2 u_m \omega_1 K_i}{\operatorname{senh} \frac{\pi b}{\omega_1}} \left| \frac{\rho G}{2} \left[ \left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 4 \right] \right. \quad [3a]$$

Per  $z = 0,5$

$$\tau_{s, z=0,5}^n = \frac{u_m \omega_1 K_i}{\operatorname{senh} \frac{2\pi b}{\omega_1}} \left| \frac{\rho G}{2} \left[ \left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 4 \right] \right. \quad [4a]$$

Per  $z = 1$

$$\tau_{s, z=1}^n = u_m \omega_1 K_i \left| \frac{\operatorname{senh} \frac{2\pi b}{\omega_1}}{\operatorname{senh}^2 \frac{\pi b}{\omega_1}} \frac{\rho G}{2} \left[ \left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + 4 \right] \right. \quad [5a]$$

Per  $b$  molto piccolo di fronte a  $\omega_1$ , come generalmente si verifica, i seni iperbolici delle formule precedenti possono essere confusi con i loro argomenti. Inoltre, nell'espressione sotto radice, il rapporto  $(b/\omega_1)^2$  può essere trascurato ponendo  $(b/\omega_1)^2 + 4 \cong 4$ . Si avrà allora, sostituendo a  $\omega_1$  la sua espressione:

$$\tau_{s, z=0}^n = \tau_{s, z=0,5}^n = \tau_{s, z=1}^n = 2 K_i \frac{G d}{\pi i D^3} u_m \frac{\omega_1}{b} \quad [6a]$$

In definitiva nei tre punti nodali le sollecitazioni sono praticamente uguali e corrispondono alla sollecitazione statica provocata da uno spostamento  $u_m$ , moltiplicata per il doppio del coefficiente di amplificazione  $\lambda = \omega_1/b$  precedentemente definito. Come era prevedibile questo risultato è analogo a quello ottenuto nel paragrafo 3 - parte B) per la vibrazione di 1° grado.

La curva delle  $\frac{\tau_{s, z}^n}{u_m K_i \omega_1}$  per  $z$  uguale a 0 è stata riportata nel grafico di fig. 5 in funzione del rapporto  $b/\omega_1$ .

### Appendice 2.

Nelle pagine precedenti abbiamo trattato il problema delle molle vibranti da un punto di vista eminentemente pratico, presentando le formule che più frequentemente interessano nella verifica delle molle e fornendo alcuni criteri di progetto. Nella presente appendice cercheremo di descrivere un po' più a fondo il fenomeno trattato, allo scopo di fornire una guida a chi volesse ulteriormente approfondire il problema.



A - Doppia ampiezza d'oscillazione della sollecitazione

B -  $T_{\min}$  - Sollecitazione minima rilevata

C -  $T_p$  - Sollecitazione corrispondente a valvola chiusa

D -  $T_{\max}$  - Sollecitazione massima osservata (statica)

E -  $T_{\max}$  - Sollecitazione massima rilevata

F -  $T_{\max}/T_p$  - Rapporto di fatica statica

G -  $T_{\max}/T_{\min}$  - Rapporto di fatica rilevata

#### CARATTERISTICHE DI PROGETTO DELLA MOLLA

Diámetro del filo (d):	mm 6	Carico a posto ( $P_p$ ):	kg 32,8
Diámetro medio spira (D):	mm 56	Carico massimo ( $P_{\max}$ ):	kg 52,1
N° delle spire totali (ST):	14	Sollecitazione corrispondente al carico a posto ( $T_p$ ):	kg/mm <sup>2</sup> 24,9
N° delle spire utili (U):	11,5	Sollecitazione massima ( $T_{\max}$ ):	kg/mm <sup>2</sup> 39,6
Lunghezza molla libero ( $L_f$ ):	mm 173	Rapporto di fatica ( $T_{\max}/T_p$ ):	1,59
Lunghezza molla a posto ( $L_p$ ):	mm 125		
Lunghezza minima molla ( $L_{\min}$ ):	mm 96,7		

$N_0 = 3600$  per/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni di progetto della molla)

$N_0 = 3955$  per/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni reali della molla)

$N_0 = 3960$  per/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (rilevata)

Sollecitazioni riferite al punto "r" del filo

(Posizione di misura a 2,2 spire dalla estremità superiore)

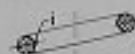
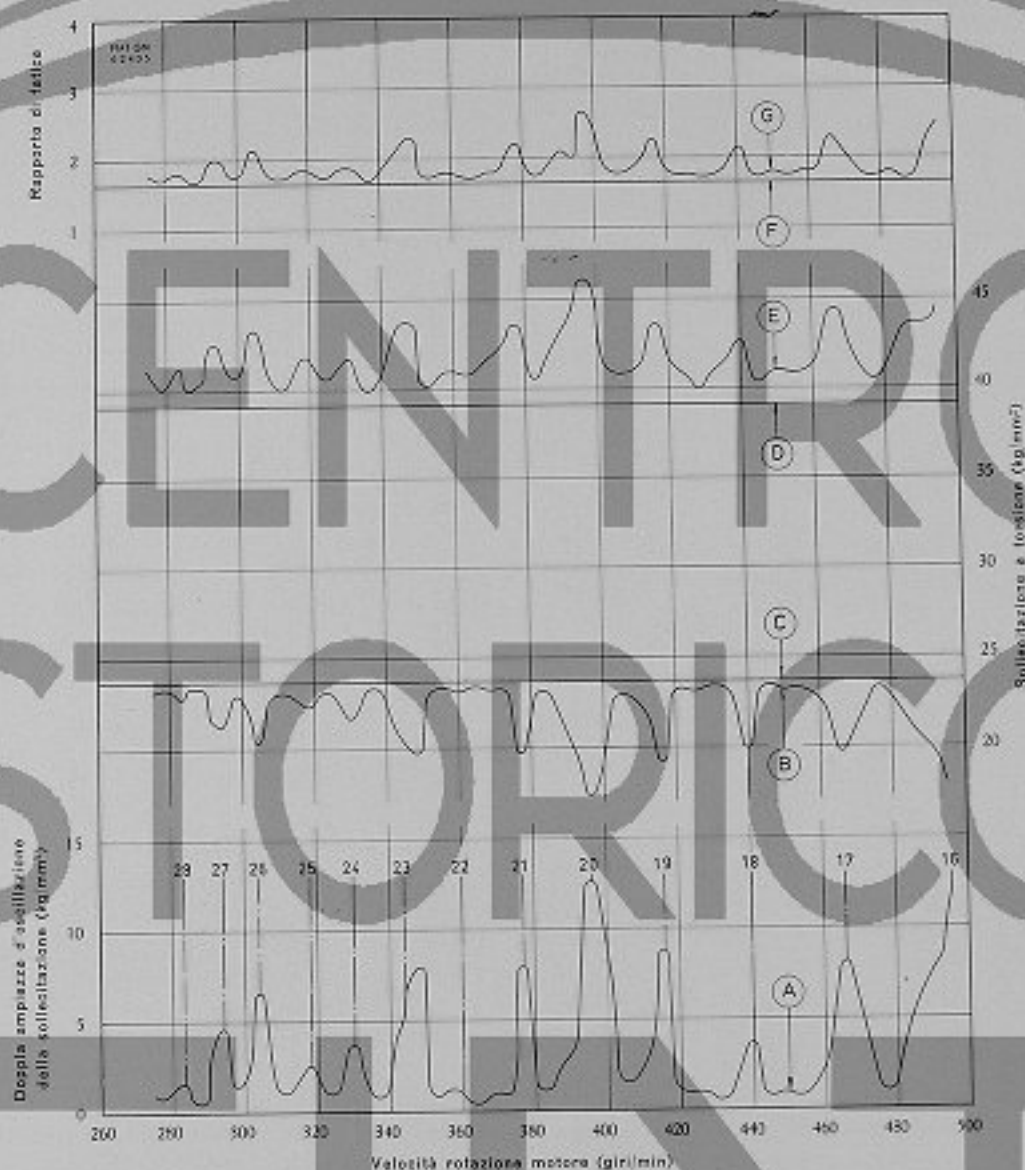


Fig. 9 - Molla della valvola di aspirazione del motore FIAT tipo C 256 ES (motore a vuoto). Elaborazione dei rilievi delle sollecitazioni a torsione (rilievo n. 1).



A - Doppia ampiezza d'oscillazione della sollecitazione

B -  $\tau_{min}$  - Sollecitazione minima rilevata

C -  $\tau_p$  - Sollecitazione corrispondente a valvola chiusa

D -  $\tau_{max}$  - Sollecitazione massima calcolata (statica)

E -  $\tau_{max}$  - Sollecitazione massima rilevata

F -  $\tau_{max}/\tau_p$  - Rapporto di fatica statico

G -  $\tau_{max}/\tau_{min}$  - Rapporto di fatica rilevata

#### CARATTERISTICHE DI PROGETTO DELLA MOLLA

Diametro del filo	(d): mm	5
Diametro medio spire	(D): mm	56
N° delle spire totali	(ST):	14
N° delle spire utili	(U):	11,5
Lunghezza molla libera	(L <sub>l</sub> ): mm	173
Lunghezza molla a posto	(L <sub>p</sub> ): mm	125
Lunghezza minima molla	(L <sub>min</sub> ): mm	96,7

Carico a posto (P<sub>p</sub>): kg 32,8

Carico massimo (P<sub>max</sub>): kg 52,5

Sollecitazione corrispondente al carico a posto ( $\tau_p$ ): kg/mm<sup>2</sup> 24,9

Sollecitazione massima ( $\tau_{max}$ ): kg/mm<sup>2</sup> 39,6

Rapporto di fatica ( $\tau_{max}/\tau_p$ ): 1,59

$N_c = 3600$  per/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni di progetto della molla)

$N_o = 3955$  per/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni reali della molla)

$N_r = 3950$  per/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (rilevata)

Sollecitazioni riflesse al punto "A" del filo

(Posizioni di misure a 2,2 spire dalla estremità superiore)

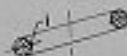
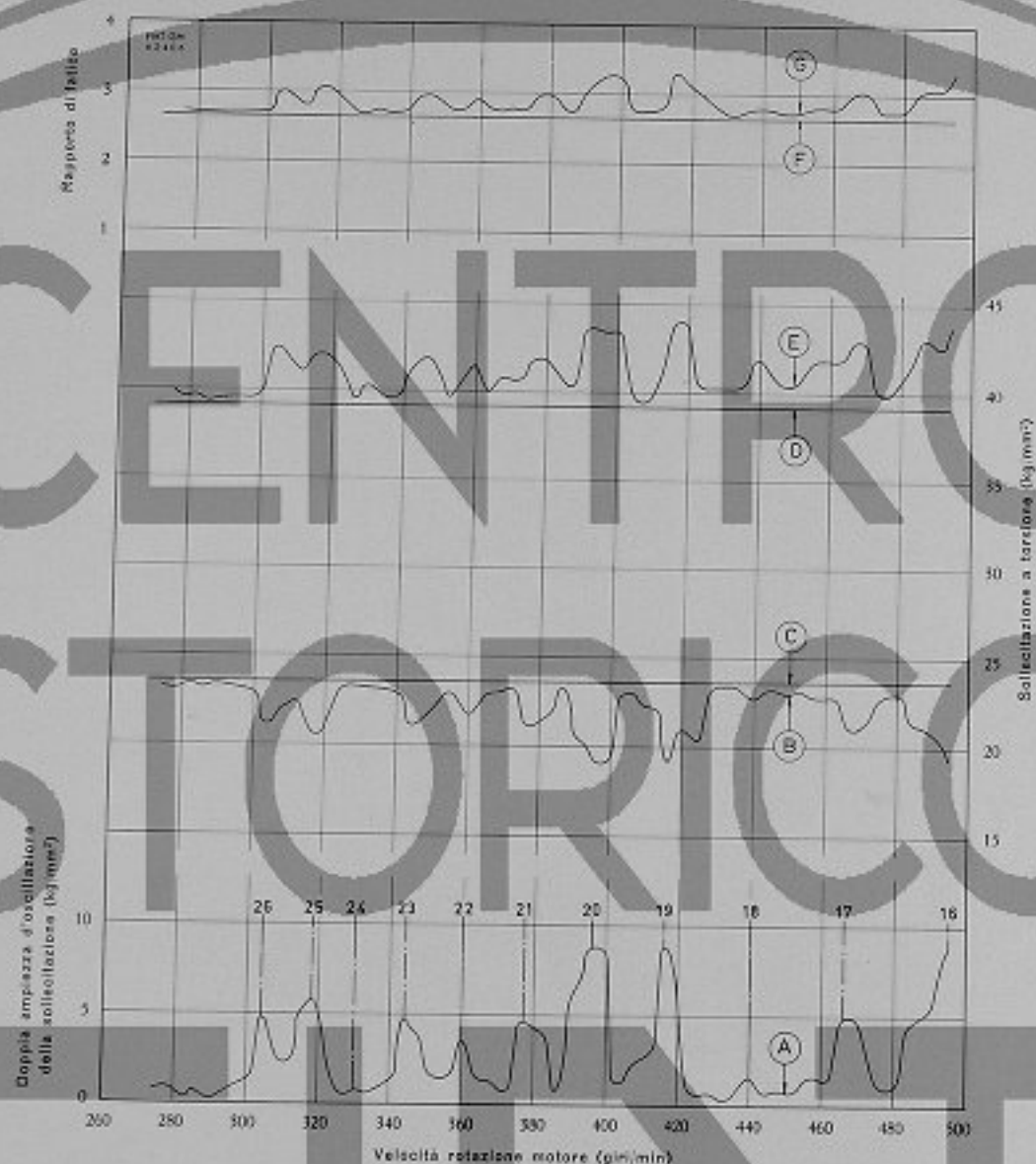


Fig. 10 - Molla della valvola di aspirazione del motore FIAT tipo C256 ES (motore a carico).  
Elaborazione dei rilievi delle sollecitazioni a torsione (rilievo n. 2).



- A - Doppia ampiezza d'oscillazione della sollecitazione  
 B -  $T_{min,r}$  = Sollecitazione minima rilevata  
 C -  $T_p$  = Sollecitazione corrispondente a valvole chiuse  
 D -  $T_{max}$  = Sollecitazione massima calcolata (statica)

- E -  $T_{max,r}$  = Sollecitazione massima rilevata  
 F -  $T_{max}/T_p$  = Rapporto di fatica statica  
 G -  $T_{max,r}/T_{min,r}$  = Rapporto di fatica rilevata

#### CARATTERISTICHE DI PROGETTO DELLA MOLLA

Diametro del filo ( $\phi$ ): mm	6	Carico a posto ( $P_p$ ): kg	32,8
Diametro medio spire (D): mm	56	Carico massimo ( $P_{max}$ ): kg	52,1
N° delle spire totali (ST):	14	Sollecitazione corrispondente al carico a posto ( $T_p$ ): kg/mm <sup>2</sup>	24,9
N° delle spire utili (I):	11,5	Sollecitazione massima ( $T_{max}$ ): kg/mm <sup>2</sup>	39,6
Lunghezza molla libera ( $L_l$ ): mm	173	Rapporto di fatica ( $T_{max,r}/T_p$ ):	1,59
Lunghezza molla a posto ( $L_p$ ): mm	125		
Lunghezza minima molla ( $L_{min}$ ): mm	95,7		

$N_c = 3600$  per/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni di progetto della molla)

$N_c = 3955$  per/min - Frequenza propria di 2° grado della molla (calcolata con le dimensioni reali della molla)

$N_c = 3960$  per/min - Frequenza propria di 2° grado della molla (rilevata)

Sollecitazioni riferite al punto  $\frac{1}{2}$  del filo

(Posizione di misura a 2,2 spire dalla estremità superiore)

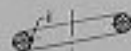


Fig. 11 - Molla per valvola di scarico del motore FIAT tipo C 256 ES (motore a vuoto).  
 Elaborazione dei rilievi delle sollecitazioni a torsione (rilievo n. 3).



- A - Doppia ampiezza d'oscillazione della sollecitazione  
 B -  $T_{\min}$  = Sollecitazione minima rilevata  
 C -  $T_p$  = Sollecitazione corrispondente a valvola chiusa  
 D -  $T_{\max}$  = Sollecitazione massima calcolata (statica)  
 E -  $T_{\max}$  = Sollecitazione massima rilevata  
 F -  $T_{\max} / T_p$  = Rapporto di fatica statico  
 G -  $T_{\max} / T_{\min}$  = Rapporto di fatica rilevato

#### CARATTERISTICHE DI PROGETTO DELLA MOLLA

Diametro del filo (d):	mm	6	Carico a posto ( $P_p$ ):	kg	32,8
Diametro medio spire (D):	mm	56	Carico massimo ( $P_{\max}$ ):	kg	52,1
N° delle spire totali (ST):		14	Sollecitazione corrispondente al carico a posto ( $T_p$ ):	kg/mm <sup>2</sup>	24,9
N° delle spire utili (U):		11,5	Sollecitazione massima ( $T_{\max}$ ):	kg/mm <sup>2</sup>	39,6
Lunghezza molla libera ( $L_0$ ):	mm	173	Rapporto di fatica ( $T_{\max} / T_p$ ):		1,59
Lunghezza molla a posto ( $L_p$ ):	mm	125			
Lunghezza minima molla ( $L_{\min}$ ):	mm	96,7			

$N_0 = 3600$  per/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni di progetto della molla)  
 $N_0 = 3956$  per/min - Frequenza propria di 2° grado della molla (calcolata con le dimensioni reali della molla)  
 $N_0 = 3960$  per/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (rilevata)  
 Sollecitazioni riferite al punto "A", del filo  
 (Posizione di misura a 2,2 spire dalla estremità superiore)

Fig. 12 - Molla per valvola di scarico del motore FIAT tipo D 256 ES (motore a carico).  
 Elaborazione dei rilievi delle sollecitazioni a torsione (rilievo n. 4).





A - Doppia ampiezza d'oscillazione della sollecitazione  
 B -  $T_{min}$  Sollecitazione minima rilevata  
 C -  $T_p$  Sollecitazione corrispondente allo stantuffo pompe di iniezione al P.M.I.

D -  $T_{max}$  Sollecitazione massima calcolata (statica)  
 E -  $T_{max}$  Sollecitazione massima rilevata  
 F -  $T_{max}/T_p$  Rapporto di fatica statico  
 G -  $T_{max}/T_{min}$  Rapporto di fatica rilevato

#### CARATTERISTICHE DI PROGETTO DELLA MOLLA

Diametro del filo (d): mm 9  
 Diametro medio spire (D): mm 74,5  
 N° delle spire totali (ST): 15  
 N° delle spire utili (i): 12,5  
 Lunghezza molla libera (L<sub>i</sub>): mm 247,4  
 Lunghezza molla a posto (L<sub>p</sub>): mm 192,5  
 Lunghezza minima molla (L<sub>min</sub>): mm 150,9

Carico a posto (P<sub>p</sub>): kg 69,5  
 Carico massimo (P<sub>max</sub>): kg 122,2  
 Sollecitazione corrispondente al carico a posto (T<sub>p</sub>): kg/mm<sup>2</sup> 21,2  
 Sollecitazione massima (T<sub>max</sub>): kg/mm<sup>2</sup> 37,2  
 Rapporto di fatica (T<sub>max</sub>/T<sub>p</sub>): 1,76

$N_c = 2790$  per min - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni di progetto della molla)  
 $N_c = 2755$  per min - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni reali della molla)

$N_c = 2690$  per min - Frequenza propria di 1° grado della molla (rilevata)

Sollecitazioni riferite al punto "A" del filo

(Posizione di misura a 2,28 spire dalla estremità superiore)

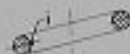


Fig. 13 - Molla per pompe di iniezione del motore FIAT tipo C 606 TS.  
 Elaborazione dei rilievi delle sollecitazioni a torsione.



A - Doppia ampiezza d'oscillazione della sollecitazione  
 B -  $T_{min}$  Sollecitazione minima rilevata  
 C -  $T_p$  Sollecitazione corrispondente allo stantuffo pompa di iniezione al P.M.I.

D -  $T_{max}$  Sollecitazione massima calcolata (statica)  
 E -  $T_{maxr}$  Sollecitazione massima rilevata  
 F -  $T_{max}/T_p$  Rapporto di fatica statica  
 G -  $T_{maxr}/T_{minr}$  Rapporto di fatica rilevata

#### CARATTERISTICHE DI PROGETTO DELLA MOLLA

Diametro del filo (d): mm 16  
 Diametro medio spire (D): mm 151  
 N° delle spire totali (ST): 12,5  
 N° delle spire utili (S): 10  
 Lunghezza molla libera (L): mm 448  
 Lunghezza molla a posto (L<sub>p</sub>): mm 348  
 Lunghezza minima molla (L<sub>min</sub>): mm 304,3

Carico a posto (P<sub>p</sub>): kg 191,5  
 Carico massimo (P<sub>max</sub>): kg 274,6  
 Sollecitazione corrispondente al carico a posto (T<sub>p</sub>): kg/mm<sup>2</sup> 18,8  
 Sollecitazione massima (T<sub>max</sub>): kg/mm<sup>2</sup> 27,7  
 Rapporto di fatica (T<sub>max</sub>/T<sub>p</sub>): 1,47

N<sub>c</sub> = 1527 per/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni di progetto della molla)  
 N<sub>c</sub> = 1550 per/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni reali della molla)  
 N<sub>c</sub> = 1620 per/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (rilevata)

Sollecitazioni riferite al punto 1, del filo  
 (Posizione di misura a 2,1 spire dalla estremità superiore)

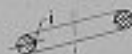


Fig. 14 - Molla esterna della pompa di iniezione del motore FIAT tipo C 665 S.

Elaborazione dei rilievi delle sollecitazioni a torsione (rilievo n. 1). Profilo (A) della camma per pompa di iniezione.



A - Doppia ampiezza d'oscillazione della sollecitazione  
 B -  $T_{min}$  - Sollecitazione minima rilevata  
 C -  $T_p$  - Sollecitazione corrispondente allo stantuffo pompa di iniezione al P.M.I.

D -  $T_{max}$  - Sollecitazione massima calcolata (statica)  
 E -  $T_{max}$  - Sollecitazione massima rilevata  
 F -  $T_{max}/T_p$  - Rapporto di fatica statico  
 G -  $T_{max}/T_{min}$  - Rapporto di fatica rilevato

#### CARATTERISTICHE DI PROGETTO DELLA MOLLA

Diametro del filo (d):	mm	16	Carico a posto ( $P_p$ ):	kg	174,5
Diametro medio spire (D):	mm	151	Carico massimo ( $P_{max}$ ):	kg	259,5
N° delle spire totali (ST):		12,5	Sollecitazione corrispondente al carico a posto ( $T_p$ ):	kg/mm <sup>2</sup>	18,0
N° delle spire utili (U):		10	Sollecitazione massima ( $T_{max}$ ):	kg/mm <sup>2</sup>	27,9
Lunghezza molla libera ( $L_f$ ):	mm	440	Rapporto di fatica ( $T_{max}/T_p$ ):		1,47
Lunghezza molla a posto ( $L_p$ ):	mm	356			
Lunghezza minima molla ( $L_{min}$ ):	mm	311,2			

$N_c = 1527$  per/mia - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni di progetto della molla)

$N_c = 1550$  per/mia - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni reali della molla)

$N_c = 1620$  per/mia - Frequenza propria di 1° grado della molla (rilevata)

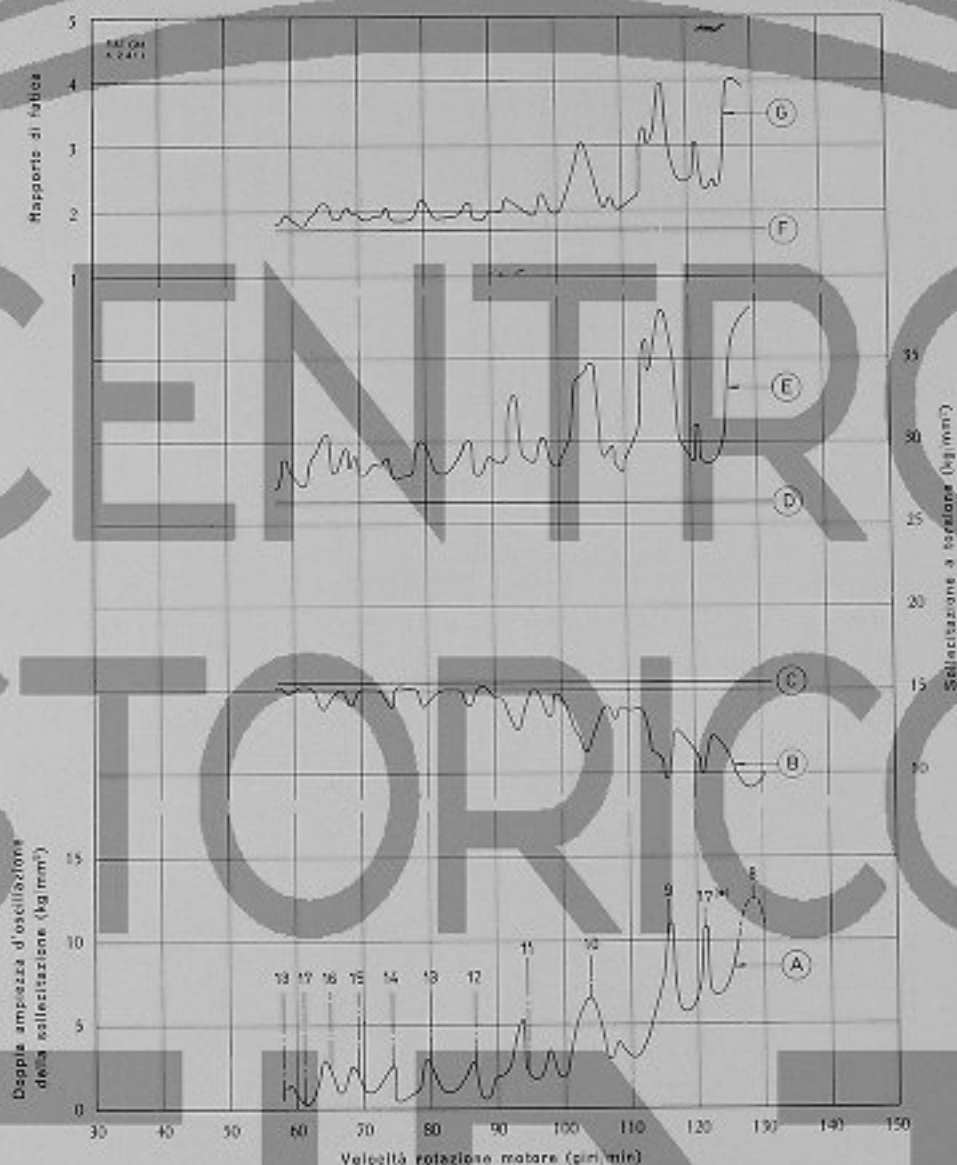
Sollecitazioni riferite al punto 1/4 del filo

(Posizione di misura a 2,1 spire dalla estremità superiore)



Fig. 15 - Molla esterna della pompa di iniezione del motore FIAT tipo D 685 S.

Elaborazione dei rilievi dalle sollecitazioni a torsione (rilievo n. 2). Profilo (B) della camma per pompa di iniezione.



- A - Doppia ampiezza d'oscillazione della sollecitazione  
 B -  $T_{min}$  - Sollecitazione minima rilevata  
 C -  $T_p$  - Sollecitazione corrispondente allo stantetto pompa di iniezione al P.M.I.  
 D -  $T_{max}$  - Sollecitazione massima calcolata (statica)

- E -  $T_{max}$  - Sollecitazione massima rilevata  
 F -  $T_{max} / T_p$  - Rapporto di fatica statico  
 G -  $T_{max} / T_{min}$  - Rapporto di fatica rilevato  
 (\*) - Vibrazione di 2° grado

#### CARATTERISTICHE DI PROGETTO DELLA MOLLA

Diametro del filo	(d): mm	20
Diametro medio spire	(D): mm	176
N° delle spire totali	(ST):	15,5
N° delle spire utili	(U):	13
Lunghezza molla libera	(L <sub>l</sub> ): mm	532
Lunghezza molla a posto	(L <sub>p</sub> ): mm	442
Lunghezza minima molla	(L <sub>min</sub> ): mm	345

Carico a posto	(P <sub>p</sub> ): kg	248,3
Carico massimo	(P <sub>max</sub> ): kg	415,3
Sollecitazione corrispondente al carico a posto	(T <sub>p</sub> ): kg/mm <sup>2</sup>	16,1
Sollecitazione massima	(T <sub>max</sub> ): kg/mm <sup>2</sup>	27
Rapporto di fatica	(T <sub>max</sub> / T <sub>p</sub> ):	1,68

- $N_0 = 1080$  giri/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni di progetto della molla)  
 $N_0 = 1056$  giri/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (calcolata con le dimensioni reali della molla)  
 $N_0 = 1040$  giri/min - Frequenza propria di 1° grado della molla (rilevata)

Sollecitazioni riferite al punto "1", del filo  
 (Posizione di misura a 2,5 spire dalla estremità superiore)

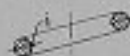


Fig. 16 - Molla esterna della pompa di iniezione del motore FIAT tipo 902 S.  
 Elaborazione dei rilievi delle sollecitazioni a torsione.

Ordine dell'armonica	Motore C 256 ES								Motore C 606 TS		Motore C 685 S				Motore 902 S			
	Rilievo 1		Rilievo 2		Rilievo 3		Rilievo 4		Ampiezza dell'armonica (mm)	Coefficiente di smorzamento (s <sup>-1</sup> )	Rilievo 1		Rilievo 2		Ampiezza dell'armonica (mm)	Coefficiente di smorzamento (s <sup>-1</sup> )		
	Ampiezza dell'armonica (mm)	Coefficiente di smorzamento (s <sup>-1</sup> )	Ampiezza dell'armonica (mm)	Coefficiente di smorzamento (s <sup>-1</sup> )	Ampiezza dell'armonica (mm)	Coefficiente di smorzamento (s <sup>-1</sup> )	Ampiezza dell'armonica (mm)	Coefficiente di smorzamento (s <sup>-1</sup> )			Ampiezza dell'armonica (mm)	Coefficiente di smorzamento (s <sup>-1</sup> )	Ampiezza dell'armonica (mm)	Coefficiente di smorzamento (s <sup>-1</sup> )				
8																	1,329	1,44
9																	0,706	2,66
10																	0,281	1,37
11																	0,093	0,55
12									0,0247	1,45	0,2796	0,97	0,2070	1,29	0,042	0,48		
13									0,0090	0,33	0,2058	0,89	0,1110	1,02	0,045	0,48		
14									0,0179	0,41	0,1626	0,90	0,0371	0,38	0,065	1,05		
15									0,0128	0,51	0,1225	0,90	0,0104	0,12	0,157	1,92		
16	0,0413	3,00	0,0413	1,58	0,0413	2,16	0,0413	1,76	0,0131	0,41	0,0386	0,96	0,0266	0,32	0,230	2,47		
17	0,0341	4,98	0,0341	1,92	0,0341	3,15	0,0341	2,18	0,0228	0,82	0,0815	0,85	0,0549	0,63				
18	0,0130	4,41	0,0130	1,67	0,0130	3,75	0,0130	1,07	0,0314	1,26	0,0617	0,73	0,0297	0,83				
19	0,0160	1,16	0,0160	0,84	0,0160	0,84	0,0160	1,37	0,0265	2,50	0,0886	0,75	0,0619	0,84				
20	0,0311	1,27	0,0311	1,14	0,0311	1,63	0,0311	1,49	0,0078	0,42	0,0228	0,83	0,0411	0,64				
21	0,0393	1,58	0,0393	1,11	0,0393	1,94	0,0393	1,39	0,0136	0,51								
22	0,0051	1,37	0,0051	1,96	0,0051	0,65	0,0051	1,68	0,0246	1,15								
23	0,0168	1,40	0,0168	0,97	0,0168	1,61	0,0168	1,63	0,0210	2,60								
24	0,0071	1,45	0,0071	0,91	0,0071	4,10	0,0071	1,64	0,0085	1,20								
25	0,0100	1,04	0,0100	1,77	0,0100	0,79	0,0100	2,88										
26	0,0165	1,40	0,0165	1,15	0,0165	1,58	0,0165	2,24										
27	0,0096	2,57	0,0096	0,96														
28			0,0005	0,15														

Tabella 1 - Valore del coefficiente di smorzamento "b", (in s<sup>-1</sup>) dedotto dai rilievi delle vibrazioni eseguiti sui motori FIAT tipo C 256 ES, C 606 TS, C 685 S e 902 S.

Nei fenomeni vibratorii che generalmente si presentano in pratica è possibile definire:

- dei regimi di risonanza, in corrispondenza dei quali la frequenza delle azioni eccitanti coincide con una delle frequenze proprie del sistema considerato (si hanno allora le massime ampiezze di vibrazione);
- delle linee elastiche, che rappresentano le ampiezze di vibrazione in regime di risonanza, raggiunte contemporaneamente da tutti i punti del sistema.

Nel caso trattato nel presente articolo, mentre i regimi di risonanza sono chiaramente individuabili, in quanto in corrispondenza di essi le ampiezze di vibrazione raggiungono dei valori massimi, le linee elastiche in realtà non sono più definibili poiché, durante la vibrazione, gli spostamenti dei punti della molla raggiungono il loro valore massimo in istanti diversi. Infatti la fase della vibrazione  $\varphi$  è funzione dell'ordinata corrente lungo la molla  $z$ , come risulta dalle seguenti formule, ricavate dalla pubblicazione già citata del Giovannozzi:

$$\varphi = X_z - X_{z-1} \quad [7a]$$

essendo  $X_z$  e  $X_{z-1}$  definiti da:

$$\operatorname{tg} X_z = \coth \frac{\pi b}{\omega_1} z \cdot \operatorname{tg} \frac{\pi m \omega}{\omega_1} z \quad [8a]$$

$$\operatorname{tg} X_{z-1} = \coth \frac{\pi b}{\omega_1} \operatorname{tg} \frac{\pi m \omega}{\omega_1} \quad [9a]$$

È interessante a questo proposito osservare quanto succede ad esempio in risonanza con il 1° modo di vibrazione. In tal caso si ha:

$$\frac{m \omega}{\omega_1} = 1$$

e quindi:

$$\operatorname{tg} X_{z-1} = 0$$

$$\operatorname{tg} X_z = \coth \frac{\pi b z}{\omega_1} \operatorname{tg} \pi z$$

Per  $z = 0$ , applicando il teorema di De l'Hôpital, si ottiene:

$$\operatorname{tg} X_{z=0} = \frac{\omega_1}{b}$$

Per  $z = 0,5$

$$\operatorname{tg} X_{z=0,5} = \infty \quad \text{e quindi} \quad X_{z=0,5} = (2K+1) \frac{\pi}{2}$$

Per  $z = 1$

$$\operatorname{tg} X_{z=1} = 0 \quad \text{e quindi} \quad X_{z=1} = K\pi$$

Poiché  $\omega_1/b$  è generalmente molto grande,  $X_{z=0}$  è praticamente uguale a  $(2K+1) \frac{\pi}{2}$ . Si può quindi affermare che l'estremità fissa e la parte centrale della

licazione in risonanza:

$$z = \frac{\omega_1}{\pi b} \quad [10a]$$

Infatti, con i simboli già noti è:

$$\frac{A}{u_m} = \frac{\operatorname{senh}^2 \frac{\pi b}{\omega_1} z + \operatorname{sen}^2 \frac{\pi m \omega}{\omega_1} z}{\operatorname{senh}^2 \frac{\pi b}{\omega_1} + \operatorname{sen}^2 \frac{\pi m \omega}{\omega_1}}$$

MOTORE	C 256 ES		C 606 TS		C 685 S		902 S	
	Dimensioni di progetto	Dimensioni rilevate	Dimensioni di progetto	Dimensioni rilevate	Dimensioni di progetto	Dimensioni rilevate	Dimensioni di progetto	Dimensioni rilevate
Diametro del filo : $d$ (mm)	6	5,95	9	8,9	16,0	15,7	20	20,0
Diametro medio : $D$ (mm)	55	56,0	74,5	74,5	151,0	150,4	176	177,4
Lunghezza libera : $L_1$ (mm)	173	171,0	247,4	247,1	445,0	449,0	532	530,0
Spire totali : $S, T_1$	14	14	15	14,9	12,5	12,5	15,5	15,5
Spire utili : $s$	11,5	10,6	12,5	12,8	10	9,7	13	12,9
Modulo di elasticità : $G$ (kg/mm <sup>2</sup> )	8300	8450	8300	8480	8300	8270	8300	—

Tabella 2 - Caratteristiche delle molle sulle quali sono stati eseguiti i rilievi di sollecitazione.

Per ragioni di organizzazione interna è stato impiegato un metodo per il rilievo del modulo di elasticità  $G$ , per cui è possibile che il valore effettivo di quest'ultima sia leggermente diverso da quello rilevato. Infatti nel valore possono essere compresi piccoli errori dovuti ad irregolarità nel diametro del filo, nel diametro medio della molla, ecc.

molla vibrano quasi in fase fra di loro, mentre l'estremità cui è applicato lo spostamento  $u_m$ , vibra sfasata di  $90^\circ$ .

Per rendere più evidente il fenomeno, è stato tracciato il grafico di fig. 19 sul quale, per diversi valori del rapporto  $\frac{m \omega}{\omega_1}$ , sono state riportate in diagramma polare

le ampiezze di vibrazione, in funzione dell'angolo di fase, dei vari punti di una molla avente una pulsazione propria  $\omega_1 = 60 \text{ rad/s}$  e uno smorzamento  $b = 4 \text{ s}^{-1}$ .

Nel grafico di fig. 18 sono state tracciate per la stessa molla le curve delle ampiezze di vibrazione, in funzione di  $z$ , in risonanza con il 1° e il 2° modo di vibrazione; esse sono per il caso esaminato nel presente articolo le curve equivalenti alle linee elastiche. Nel grafico di fig. 4 sono stati riportati i corrispondenti valori delle sollecitazioni.

Esaminiamo ora più dettagliatamente il comportamento della molla, e cioè come variano i valori massimi delle ampiezze di oscillazione e delle sollecitazioni, in funzione del rapporto  $\frac{m \omega}{\omega_1}$ .

Osserviamo innanzitutto che anche per l'ampiezza di oscillazione può essere definito un coefficiente di ampli-

ficazione in risonanza col 1° grado, per  $z = 0,5$  (in corrispondenza del punto, cioè dove si ha la massima oscillazione) e confondendo il seno iperbolico con il suo argomento risulta:

$$\frac{A}{u_m} = \frac{\omega_1}{\pi b} \sqrt{0,25 \left( \frac{\pi b}{\omega_1} \right)^2 + 1}$$

Trascurando l'espressione  $0,25 \left( \frac{\pi b}{\omega_1} \right)^2$  che compare sotto radice, di fronte all'unità, si ha:

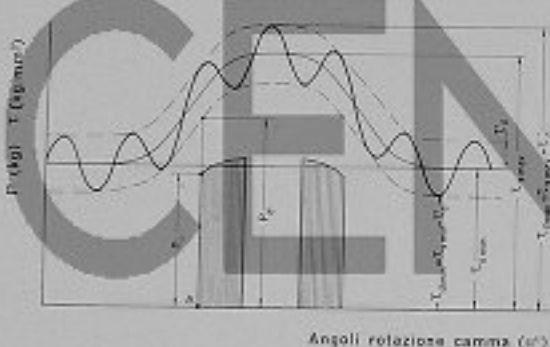
$$\frac{A}{u_m} = \frac{\omega_1}{\pi b} = \lambda$$

Si noti che mentre nel caso delle sollecitazioni il coefficiente di amplificazione  $\lambda$  è funzione del grado di vibrazione (\*), nel caso delle ampiezze di oscillazione il coefficiente di amplificazione è uguale per tutti i modi di vibrazione; tralasciamo per brevità di dimostrare

(\*)  $\lambda_k = K \frac{\omega_1}{b}$ , essendo  $K$  il grado di vibrazione; l'asserzione è facilmente dimostrabile con argomentazioni simili a quelle svolte nella parte B) per ricavare il coefficiente di amplificazione per il 1° modo di vibrazione; per il 2° modo di vibrazione vedere anche l'appendice I).

quest'ultima affermazione, che del resto è immediatamente controllabile mediante semplici trasformazioni delle formule date.

In generale si può quindi affermare che, data una certa molla soggetta ad un estremo ad uno spostamento periodico  $u_n$  di forma sinusoidale e ammettendo che lo smorzamento  $b$  sia indipendente dalla frequenza del



$\tau_{s \max}$  = Sollecitazione statica massima  
 $\tau_d$  = Semiaripiezza della sollecitazione dinamica  
 $\tau_{s \min}$  = Sollecitazione statica minima  
 $P_0$  = Reazione della molla nel punto A, dove la sicurezza al dislacco può essere minima

Fig. 17 - Rappresentazione grafica del comportamento dinamico di una molla di richiamo.

fenomeno eccitante, all'aumentare della frequenza di quest'ultimo la molla passa attraverso a successivi regimi di risonanza, in corrispondenza dei quali le ampiezze massime di vibrazione raggiungono un valore indipendente dal grado di vibrazione eccitato, mentre le sollecitazioni massime sono ad esso proporzionali.

Esaminiamo ora come variano in funzione di  $\frac{m\omega}{\omega_1}$  le sollecitazioni massime che si verificano per  $z = 0$ .

L'espressione della  $\tau$ , per  $z = 0$ , risulta:

$$\tau_{z=0} = u_n \omega_1 K_t \sqrt{\frac{\rho G}{2}} \sqrt{\frac{4 \left[ \left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + \left( \frac{m\omega}{\omega_1} \right)^2 \right]}{\sinh^2 \frac{\pi b}{\omega_1} + \operatorname{sen}^2 \frac{\pi m \omega}{\omega_1}}} \quad [11a]$$

Chiamando  $\tau_s$  la sollecitazione statica provocata da  $u_n$

$$\tau_s = u_n \omega_1 K_t \sqrt{\frac{\rho G}{2}} \frac{1}{\pi}$$

e confondendo il seno iperbolico con il suo argomento, si ha:

$$\frac{\tau_{z=0}}{\tau_s} = \pi \sqrt{\frac{\left( \frac{b}{\omega_1} \right)^2 + \left( \frac{m\omega}{\omega_1} \right)^2}{\left( \frac{\pi b}{\omega_1} \right)^2 + \operatorname{sen}^2 \frac{\pi m \omega}{\omega_1}}} \quad [12a]$$

La curva corrispondente, in funzione di  $\frac{m\omega}{\omega_1}$ , è stata tracciata nel grafico di fig. 20.

Per  $\frac{m\omega}{\omega_1}$  sufficientemente grande rispetto a  $\frac{b}{\omega_1}$ , e cioè a partire da una certa distanza dall'origine, si può scrivere, ponendo  $\frac{\tau_{z=0}}{\tau_s} = y$  e  $\frac{m\omega}{\omega_1} = x$ ,

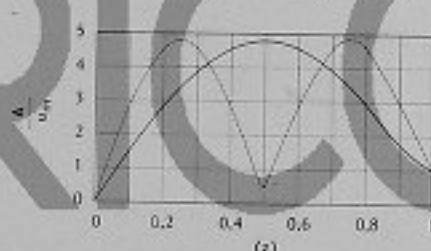
$$y = \frac{\pi x}{\sqrt{\left( \frac{\pi b}{\omega_1} \right)^2 + \operatorname{sen}^2 \pi x}}$$

Prendiamo sulla curva un punto qualsiasi definito dalle coordinate  $x_1$  e

$$y_1 = \frac{\pi x_1}{\sqrt{\left( \frac{\pi b}{\omega_1} \right)^2 + \operatorname{sen}^2 \pi x_1}}$$

e scriviamo l'equazione della retta uscente dall'origine e passante per tale punto:

$$y = \frac{\pi x}{\sqrt{\left( \frac{\pi b}{\omega_1} \right)^2 + \operatorname{sen}^2 \pi x_1}}$$



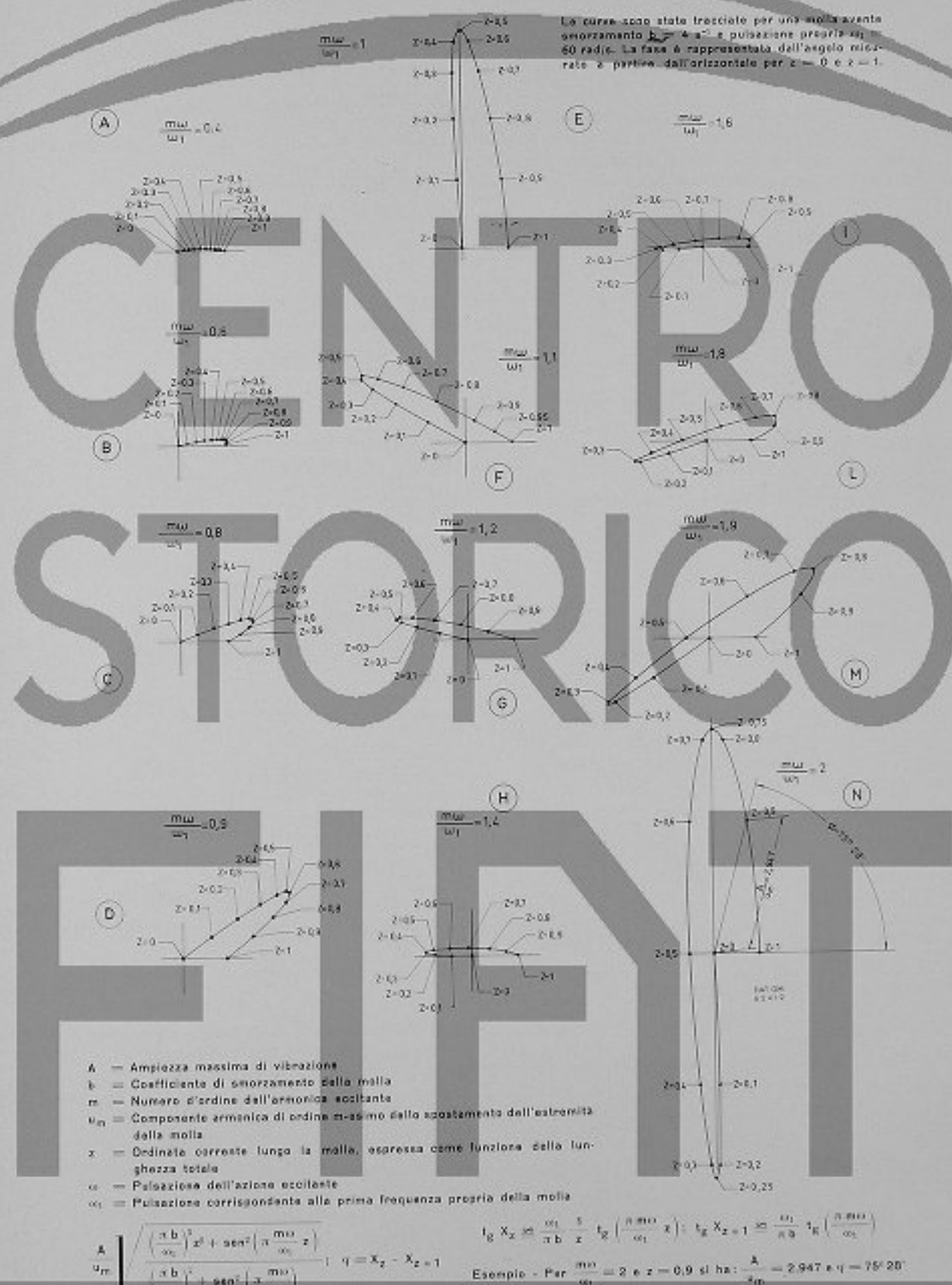
—  $\frac{m\omega}{\omega_1} = 1$ ; - - -  $\frac{m\omega}{\omega_1} = 2$

$A$  = Ampiezza massima di vibrazione  
 $u_n$  = Componente armonica di ordine  $n$ -esimo dello spostamento delle estremità della molla  
 $z$  = Ordinata corrente lungo l'asse della molla espressa come frazione della lunghezza totale  
 $m$  = Numero d'ordine dell'armonica eccitante  
 $\omega$  = Pulsazione dell'azione eccitante  
 $\omega_1$  = Pulsazione corrispondente alla prima frequenza propria della molla

Fig. 18 - Ampiezza massima di vibrazione di una molla per  $\frac{m\omega}{\omega_1} = 1$  e  $\frac{m\omega}{\omega_1} = 2$  in funzione di  $z$ . Il grafico è stato tracciato per una molla avente una pulsazione propria  $\omega_1 = 60 \text{ rad/s}$  ed uno smorzamento  $b = 4 \text{ s}^{-1}$ .

Le intersezioni di tale retta con la curva  $y = \tau_{z=0}/\tau_s$  saranno date dalle soluzioni del sistema:

$$\left\{ \begin{array}{l} y = \frac{\pi x}{\sqrt{\left( \frac{\pi b}{\omega_1} \right)^2 + \operatorname{sen}^2 \pi x}} \quad [13a] \\ y = \frac{\pi x_1}{\sqrt{\left( \frac{\pi b}{\omega_1} \right)^2 + \operatorname{sen}^2 \pi x_1}} \quad [14a] \end{array} \right.$$

Fig. 19 - Ampiezza  $\frac{A}{u_m}$  e fase  $\varphi$  della vibrazione delle molle.



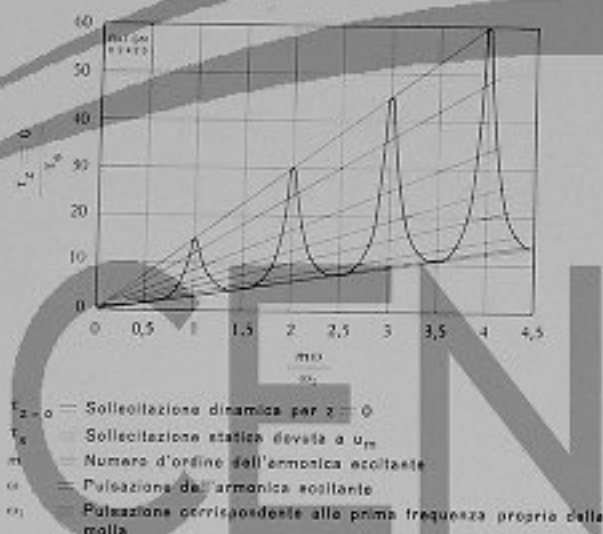


Fig. 20 - Sollecitazione di una molla per  $z = 0$  in funzione di  $\frac{m\omega}{\omega_1}$ . Il grafico è stato tracciato per una molla avente  $\omega_1 = 60 \text{ rad/s}$  e  $b = 4 \text{ s}^{-1}$ .

Le ascisse corrispondenti sono, come è facile controllare:

$$x = k + \frac{1}{2} \quad [15a]$$

con  $k$  intero e variabile da 0 a  $\infty$ .

Ne risulta che i punti della curva  $T_{z=0}/T_0$ , disposti a uguale distanza dai vari regimi di risonanza si trovano tutti su di una stessa retta uscente dall'origine e che la curva in questione risulta tutta compresa fra due rette, passanti per l'origine ed espresse dalle seguenti equazioni:

$$\frac{T_{z=0}}{T_0} = \frac{\omega_1}{b} \cdot \frac{m\omega}{\omega_1} \quad [16a]$$

$$\frac{T_{z=0}}{T_0} = \frac{\pi}{\sqrt{(\pi b)^2 + 1}} \cdot \frac{m\omega}{\omega_1} \quad [17a]$$

Come già affermato in precedenza questa proprietà non vale in prossimità dell'origine, dove  $\frac{b}{\omega_1}$  non è più trascurabile di fronte a  $\frac{m\omega}{\omega_1}$ .

In conclusione, in una molla soggetta ad un estremo ad uno spostamento periodico  $u_m = u_{ms} \sin m\omega t$ , le sollecitazioni massime, a uguale distanza dai vari regimi di risonanza, sono direttamente proporzionali alla frequenza del fenomeno eccitante.

## BIBLIOGRAFIA

- (1) GIOVANNOZZI - *Costruzione e progetto di motori* - Edizioni Levrotto & Bella, 1951 (p. 71).
- (2) ANCKER - GOODIER - *Journal of applied mechanics* - Vol. 25 (1958), p. 466.
- (3) WAHL - *Machine design* - Vol. 9 (Febbraio 1938), p. 36.  
GÖHNER - *Ingenieur-Archiv* - Band 1, (1930) p. 619.
- (4) FISCHINGER - *Die Steuerung der Verbrennungskraftmaschinen* - Die Verbrennungskraftmaschine - Band 9, Springer Verlag, 1948 (p. 142).

## I problemi della costruzione dei grandi motori al Congresso del CIMAC a Copenhagen

dott. ing. Roberto De Pieri

(Relazione presentata alla riunione dell'ATENA tenuta a Genova il 15 Ottobre 1962)

Il Congresso Internazionale delle Macchine a Combustione (CIMAC) è una istituzione di carattere tecnico che raggruppa nel suo seno costruttori di motori Diesel e di turbine a gas di tutto il mondo.

Scopo del CIMAC è quello di creare possibilità di incontri, di scambi di informazioni ed esperienze fra i tecnici interessati in questi campi di costruzione, e contribuire con questo al progresso tecnico.

A questo scopo ha già organizzato a partire dal 1951, sei congressi di importanza sempre crescente e con organizzazione sempre più adeguata.

Nello scorso mese di giugno il sesto di tali congressi si è tenuto a Copenhagen dove è stato proposto e discusso il seguente tema: « Recenti sviluppi dei motori Diesel e delle turbine a gas per potenze superanti i 3000 Cv e dei motori tipo Dual Fuel (gas o combustibile liquido) superanti i 1500 Cv ».

Sono state presentate 19 memorie nel campo dei motori Diesel, 1 memoria nel campo dei motori Dual Fuel e 9 memorie nel campo delle turbine a gas e generatori di gas a stantuffi liberi.

Si sono iscritte oltre 1000 persone appartenenti a 27 nazioni differenti; la discussione delle memorie è stata molto interessante sia per la quantità e la qualità degli interventi, che per la presenza alle discussioni.

L'argomento dei grandi motori di tipo marino e dei problemi ad essi inerenti è stato trattato nella grande maggioranza delle memorie riguardanti il motore Diesel. La presenza dei rappresentanti di tutti i grandi costruttori del mondo ha permesso di presentare un quadro completo dei problemi tecnici interessanti questo tipo di macchine.

Si ritiene utile e opportuno in quanto segue presentare un panorama per quanto possibile obiettivo di quanto è stato esposto, elencare i maggiori problemi che sono stati esaminati, vedere su quali punti i diversi costruttori sono d'accordo su una via convergente, su quali altri punti invece sono possibili differenti soluzioni per cercare di risolvere uno stesso problema.

Le memorie presentate al Congresso hanno messo in rilievo tutti gli elementi di carattere costruttivo e funzionale in parte già conosciuti attraverso cataloghi o altre pubblicazioni tecniche, ma hanno messo ancor più in evidenza l'importanza che tutti i costruttori attribuiscono ai mezzi di ricerca necessari per risolvere i differenti problemi. Il perfezionamento continuo nei vari motori dal punto di vista termico e meccanico, lo sviluppo di potenze sempre maggiori, ecc., non possono più essere ottenuti con quei mezzi empirici che potevano essere sufficienti in passato; ogni ulteriore progresso è oggi basato su mezzi di ricerca imponenti affiancati da sistemi di calcolo sempre più perfezionati.

Una notevole percentuale delle memorie presentate ha permesso di avere dinanzi a noi una sintesi efficiente di queste evoluzioni di tutti gli uffici tecnici verso un maggior raffinamento e verso il passaggio sempre più rapido ad una fase di progettazione basata su una calcolazione che tende a diventare integrale.

Ciò posto possiamo ad esaminare in forma più analitica quanto è stato esposto e quanto è stato discusso nel campo dei grandi motori.

Non sono apparse grosse novità in campo costruttivo. Tutti i progettisti sono oggi d'accordo su una struttura di motore tenuta insieme in senso verticale mediante tiranti che collegano l'estremità superiore dei cilindri con la parte bassa delle traverse del basamento.

Le costruzioni esistenti alcuni anni orsono, sia per strutture in ghisa che per strutture saldate, in cui i vari elementi erano collegati soltanto mediante giunzioni a flangia, affidando al materiale della struttura il compito di resistere agli sforzi di trazione derivanti dal ciclo termico del cilindro motore, sono stati abbandonati. La vecchia e classica soluzione, in cui la presenza dei tiranti, precaricati in trazione, lasciano all'ossatura della macchina sforzi variabili, ma sempre di compressione, è oggi tornata universale.

Da notare anche un'altra tendenza verso un miglioramento strutturale e cioè l'impiego quasi universale, nella

costruzione dei basamenti saldati, di elementi in acciaio fuso per le traverse che sostengono i cuscinetti di banco.

Anche in questo caso una costruzione più costosa ma migliore e più sicura ha sostituito strutture di caratteristiche inferiori.

Notevoli interventi sono stati fatti da parte di rappresentanti di Registri di Classificazione stranieri per segnalare la necessità di un più accurato studio della flessibilità e della deformabilità dell'insieme del motore e dei basamenti, in modo particolare in relazione alla flessibilità o deformabilità dello scafo. Sembra che in alcuni casi fenomeni di questo genere abbiano dato luogo a qualche preoccupazione; non è stato possibile avere informazioni più precise; inconvenienti di questo genere non risultano conosciuti in Italia e sembrano più frequenti in tipi di motori maggiormente impiegati in altre nazioni.

Ciò non toglie che in generale il problema debba essere accuratamente considerato data l'importanza che tali fenomeni possono avere sul buon comportamento di un motore.

Non si sono manifestate particolari preferenze per strutture saldate o per strutture di ghisa. In seguito a più largo impiego di acciaio fuso nelle strutture saldate, e alle varianti di disegno conseguenti all'uso dei tiranti, il costo delle strutture saldate è presso molti costruttori notevolmente aumentato e sembra scomparso l'incentivo economico che in qualche caso sembrava facesse preferire tali strutture.

Queste ultime possono quindi oggi essere considerate vantaggiose quando si dia particolare importanza alla rigidità, o al peso finale della macchina: ma non sono più considerate le più economiche.

E' considerato un fatto acquisito da parte di tutti i costruttori l'impiego di una parete di separazione fra il blocco dei cilindri e la camera delle manovelle. Sta però di fatto che in tutti i motori presentati, tranne che su uno, la camera compresa fra i cilindri e la parete di divisione è chiusa, e viene impiegata nell'economia generale del motore come serbatoio d'aria di lavaggio o come pompa d'aria supplementare in aiuto alle turbosoffianti.

A tal proposito, giudicando le varie realizzazioni con assoluta imparzialità, ci sembra lecito poter affermare che l'unico motore in cui la parete di separazione è realmente efficiente a tutti gli effetti, è il motore FIAT, in cui la camera compresa fra i cilindri e la parete di separazione è aperta verso l'esterno.

Praticamente unificati nella struttura, i vari tipi di motori differiscono fra di loro nei sistemi scelti per il lavaggio, la sovralimentazione e il raffreddamento. Su questi punti in sede del congresso si sono avuti i dibattiti più interessanti.

Premettiamo che, per quanto i punti di partenza possano sembrare abbastanza diversi e lontani fra di loro, i punti di arrivo sembrano abbastanza vicini, in senso che gli studi dei singoli costruttori portano ad ottenere,

dai differenti sistemi impiegati, risultati sempre più prossimi fra di loro.

Potenze specifiche, rendimenti termici, consumo di aria e di combustibile, efficienza di lavaggio ecc., tendono oggi per tutti i motori verso valori omogenei cosicché oggi si può dire che tutti i sistemi adottati possono essere buoni e che la persistenza di ciascun costruttore nell'adottare il tipo che egli ritiene migliore, è in molti casi una questione che potremmo chiamare di inerzia.

Ogni costruttore che da molti anni lavora secondo una certa direzione, che conosce la propria macchina nei pregi e nei difetti, ha tutto l'interesse a continuare la strada battuta; né la speranza di vantaggio marginale che potrebbe derivare da un cambiamento di rotta può compensare i rischi, gli sforzi e le fatiche inevitabili a chi debba percorrere a nuovo una strada diversa e male conosciuta.

E' quindi da presumere che tutti i costruttori continueranno nella propria strada costruendo secondo quanto è nella propria esperienza e nella propria tradizione, cercando di perfezionare la propria macchina per portarla sempre di più a un livello tecnico competitivo con quello ottenuto da altri costruttori che battono strade differenti.

Sta di fatto che nessuna soluzione di per sé è ottima e che tutte le costruzioni sono il risultato di compromessi; non crediamo esistano vantaggi di una determinata costruzione che non comportino da altro lato qualche inconveniente. Ad esempio anche la costruzione aperta del cilindro motore, indiscutibilmente ottima in valore tecnico, richiede un maggior costo ed un maggior ingombro.

Ritornando quindi all'esame delle opinioni dei differenti costruttori possiamo considerare quanto segue:

a) *Sistema di lavaggio.* - Oggi, come da oltre venti anni, nei motori a due tempi sono applicati il lavaggio longitudinale e il lavaggio trasversale. Non si ritiene necessario ripetere la consueta descrizione e la elencazione dei vantaggi e degli inconvenienti che i due sistemi in pratica comportano nell'applicazione sul motore. In sintesi, alla semplicità costruttiva del lavaggio trasversale, si può opporre la complicazione meccanica dei mezzi necessari per ottenere il lavaggio longitudinale. Ad una maggiore difficoltà progettuale e un supposto minor rendimento del lavaggio trasversale si può opporre una più agevole impostazione del lavaggio longitudinale, e un supposto miglior rendimento.

Abbiamo definito come supposti i valori di rendimento dei due lavaggi in quanto che non convalidati in definitiva da dati di fatto. Fra motori per i quali vengono dichiarati consumi di combustibile più bassi si trovano motori impieganti entrambi i tipi di lavaggio; è probabile quindi, se una piccola differenza esiste nel lavaggio vero e proprio, che questa possa essere compensata da altri fattori. Il solo elemento che poteva far presumere fino ad oggi una

certa inferiorità del lavaggio trasversale è quello della quantità d'aria introdotta nel cilindro motore che in media nei motori a lavaggio trasversale era superiore di circa il 10% di quella nei motori con lavaggio longitudinale.

La novità apparsa al Congresso di Copenhagen è la affermazione dei costruttori di motori a lavaggio longitudinale, di aver portato nei loro ultimi motori la quantità d'aria introdotta nel cilindro a una misura prossima a quella fino ad oggi impiegata nei motori a lavaggio trasversale. Il peso d'aria introdotto per Cv è almeno per ora diventato non molto diverso qualunque sia il lavaggio impiegato, confermando con questo la pratica equivalenza dei due sistemi.

**b) Sistemi di sovralimentazione.** - Dal punto di vista termodinamico quello che noi chiamiamo sovralimentazione, è soltanto la suddivisione del ciclo termico tra il cilindro motore vero e proprio e una seconda macchina generalmente di tipo rotativo. Abbiamo in sostanza una macchina a doppia espansione nella quale il cilindro motore elabora il fluido motore al di sopra di un certo livello di pressione (stadio di alta pressione), mentre il gruppo delle apparecchiature di sovralimentazione costituisce lo stadio di bassa pressione.

La suddivisione netta fra i due stadi del ciclo motore si ha in tutti i motori a 4 tempi, e si ha pure nei motori a due tempi in quei casi in cui sia possibile ottenere, attraverso l'espansione finale dei gas di scarico, tutta la potenza occorrente a comprimere l'aria di sovralimentazione. Questi sono in genere i motori a lavaggio longitudinale in cui le turbine sono azionate a impulsi di pressione. Quando però la disponibilità di energia dei gas di scarico non è sufficiente a comprimere tutta l'aria necessaria, come avviene in genere nei motori a lavaggio trasversale, dobbiamo integrare con altri mezzi la portata o la prevalenza della soffiante, e questo si ottiene in genere con pompe alternative, a spese della potenza utile del cilindro motore.

Data questa costituzione del ciclo termico, tutti i motori dovrebbero avere lo stadio di alta pressione (ciclo indicato nel cilindro motore) funzionante all'incirca allo stesso modo: e in prima approssimazione con lo stesso rendimento.

Le differenze concettuali e costruttive dello stadio di bassa pressione (impianto di sovralimentazione) possono avere importanza dal lato economico (eventuali complicazioni costruttive che comportino un maggior costo) e dal lato termico (rendimento).

Le differenze di costo dei vari sistemi possono ritenersi marginali rispetto al costo totale della macchina.

D'altra parte le differenze che possono aversi dal lato termico (rendimento) non possono implicare delle variazioni sostanziali della potenza utile sull'asse del motore, in quanto si tratta sempre di variazioni relativamente piccole su una quantità di energia che è una parte modesta dell'energia totale del ciclo termico.

I vari costruttori hanno cercato di mettere in luce le ragioni per le quali ognuno di essi preferisce il proprio sistema, ma è stato portato nessun elemento nuovo che consenta di dare una migliore valutazione termodinamica di un sistema piuttosto che di un altro.

Il fatto già precedentemente accennato di dover elaborare in qualsiasi motore una quantità di aria a bassa pressione, poco diversa, porta quindi tutti i sistemi ad un livello termodinamico abbastanza simile. Restano quindi vantaggi ed inconvenienti che potremmo chiamare di seconda approssimazione:

- maggior semplicità costruttiva e maggior potenza utilizzabile sulle turbine per la soluzione ad impulsi con soffianti autosufficienti, compensata da più elevate temperature di scarico (azione sulle valvole di scarico) da maggiori dimensioni e minor rendimento delle turbine, presumibile minor durata delle palettature e dei cuscinetti;
- maggior complicazione dovuta ai vari sistemi supplementari di produzione di aria nei motori in cui le soffianti non sono autosufficienti conservando però, se queste funzionano a impulsi, alcuni degli inconvenienti sopra segnalati;
- complessità costruttiva e costo di costruzione più elevati per i motori in cui le turbosoffianti sono azionate a pressione costante, compensati da un minor dimensionamento delle soffianti stesse, da una condizione di esercizio molto favorevole e da un rendimento migliore delle turbine dovuto alla stabilità del flusso che le traversa, e dalla possibilità di poter funzionare a potenza relativamente elevata anche con una o più turbosoffianti fuori servizio, data la presenza delle pompe alternative.

**c) Raffreddamento.** - La sempre maggior potenza che con la sovralimentazione si richiede al cilindro motore, comporta continui aumenti nelle sollecitazioni termiche e meccaniche in quelle parti più direttamente soggette all'azione diretta della pressione e della temperatura e precisamente nella camicia, nella testata del cilindro e nella testata dello stantuffo.

Le condizioni di resistenza della testata del cilindro possono ritenersi sufficientemente buone anche nelle condizioni più difficili.

E' possibile, con opportuno disegno e con l'impiego di materiali adatti, ottenere che le sollecitazioni termiche e meccaniche non superino la resistenza a fatica dei materiali impiegati.

L'acqua dolce, corredata con opportuni additivi aventi lo scopo di evitare la formazione di depositi isolanti duri e di alzare il limite di fatica delle parti bagnate dall'acqua stessa, consente di risolvere il problema del raffreddamento in modo soddisfacente.

Molte tendenze sono in opera per migliorare la

resistenza termica e meccanica della camicia del cilindro e ridurre la temperatura della parete interna. Accanto a camicie di tipo corrente si hanno costruzioni composte in cui le sollecitazioni del materiale interno (ghisa) sono ridotte con l'aiuto di rinforzi esterni in materiale di più elevata resistenza (acciaio).

La circolazione dell'acqua di raffreddamento lungo la parte esterna della camicia è affidata in qualche caso al libero movimento dell'acqua stessa; in altri casi è stata prevista una circolazione a passaggio obbligato, che però sembra in qualche caso abbia dato luogo a concentrazioni locali di sforzi in corrispondenza delle nervature ricavate sulla parte esterna della camicia. Entro il limite delle prestazioni attuali, le temperature della parete interna della camicia sembrano essere contenute tutte entro valori accettabili dal motore, e si può ritenere quindi che il risultato dei vari disegni possa essere considerato ugualmente buono.

Più divergente nell'impostazione della costruzione e nei risultati è il problema del disegno e del raffreddamento dello stantuffo.

Lo stantuffo può essere raffreddato con acqua o con olio:

- l'impiego dell'acqua risolve il problema del raffreddamento, dà temperature moderate alla parete esterna della testata; richiede però dispositivi complicati di tubi telescopici, con scatole di tenuta situate nell'interno del motore in posizioni pericolose in caso di perdite d'acqua;
- l'impiego dell'olio negli stantuffi a pareti spesse di costruzione normale, dà luogo a raffreddamento meno efficace già a motore nuovo e pulito, con tendenza a peggioramento man mano che si formano incrostazioni e depositi carboniosi. E' però possibile con stantuffi di disegno particolare, a parete sottile e circolazione d'olio organizzata a velocità elevata ottenere un raffreddamento efficace e stabile nel tempo. D'altra parte l'introduzione e lo scarico dell'olio non pongono problemi di costruzione o di manutenzione.

Dimenticando le difficoltà avute anteguerra, vi è oggi una certa tendenza a ritornare all'acqua, risolvendo il problema del raffreddamento, ma introducendone per altro uno nuovo forse altrettanto difficile.

Vari motori sono offerti alternativamente con i due sistemi di raffreddamento, ma per potenze inferiori quando si impieghi olio. Esistono evidentemente clienti che accettano potenze più basse e sono disposti a un più frequente cambio di stantuffi, pur di non avere a che fare con acqua nell'interno del motore.

I costruttori che, trattenuti dalle difficoltà delle scatole di tenuta acqua sono rimasti fedeli all'olio, hanno cercato di dimostrare che anche il loro raffreddamento può essere buono, grazie a particolari dispositivi di circolazione, ed hanno presentato misure di temperature abbastanza

soddisfacenti, almeno a stantuffo pulito. In ogni caso hanno ritenuto indispensabile l'impiego di materiali resistenti al calore.

E' probabile in futuro una più estesa tendenza verso stantuffi di disegno diverso, che consentano di risolvere integralmente il problema. Lo stantuffo FIAT raffreddato ad olio, a parete sottile non portante è stato presentato con disegni, misure di temperature, dati di funzionamento e di esercizio, dimostrandone agli effetti del raffreddamento la equivalenza con stantuffi raffreddati ad acqua.

Un altro argomento al quale tutti i costruttori hanno dato la massima importanza è quello della lubrificazione. E' certo che l'aumento delle prestazioni ha seriamente aggravato i problemi della lubrificazione e probabilmente richiede la ricerca di nuove vie. Naturalmente si tende a dare la lubrificazione più efficace con il minimo consumo d'olio; vi sono costruttori che effettivamente dichiarano consumi molto bassi, a cui si contrappongono altri che forniscono ai loro motori una quantità d'olio maggiore e che considerano il maggior costo dell'olio consumato come un premio di assicurazione contro la possibilità di avarie derivanti dall'impiego di una quantità d'olio troppo prossima al limite inferiore accettato dal motore in condizioni normali.

Non sembra vi siano idee molto chiare sul sistema migliore di distribuire l'olio sulla parete del cilindro motore: comincia ad essere applicata la lubrificazione a tempo che consiste nell'introduzione dell'olio in fase e cioè durante il passaggio delle parti vitali dello stantuffo davanti ai fori di introduzione.

In questo campo è necessaria la collaborazione sempre più stretta con il produttore di olio lubrificante, in quanto è probabile che ulteriori aumenti di prestazione consentiti dai miglioramenti costruttivi del motore o da aumento di sovralimentazione, non potranno essere applicati se la resistenza al calore degli olii non diventerà superiore a quella attuale.

Nelle memorie presentate su argomenti di carattere teorico, su ricerche e su studi particolari, sono stati fra l'altro riferiti:

- risultati di studi e ricerche su turbosoffianti, intesi ad ottenere e migliorare il rendimento delle palettature della turbina;
- studi e ricerche su fenomeni di lavaggio e di scarico e sull'andamento delle pressioni durante questa fase del ciclo motore, da cui si traggono elementi per utilizzare nel modo migliore la potenza disponibile nei gas di scarico e per ridurre contemporaneamente la potenza impiegata per il lavaggio;
- studi su problemi concernenti l'albero a gomiti; i problemi delle vibrazioni assiali recentemente comparsi nella letteratura tecnica, sono stati ampiamente discussi particolarmente in conseguenza di una memoria presentata dalla FIAT. Vorrei ricordare che appunto

negli uffici tecnici della Grandi Motori sono stati compiuti i primi studi seri su questo argomento, sono state impostate ricerche di carattere fondamentale teorico e pratico, e dopo aver individuata la diagnosi della malattia, se ne è trovata e disposta la cura.

Interessanti risultati di ricerca sono stati riportati per gli iniettori del combustibile, e su fenomeni di usura; una memoria è stata dedicata a ricerche sull'usura delle lasce elastiche per mezzo di traccianti radioattivi; altra memoria ha portato nuovi elementi su un problema connesso a quello dell'usura e cioè quello della temperatura superficiale delle camicie in servizio effettivo, segnalando la presenza di fenomeni interessanti e non ancora ben giustificati in regimi transitori e in relazione alle condizioni ambiente di temperatura, stato del mare, ecc.

Completato con questo il panorama dei problemi trattati nel campo dei grandi motori, potremo aggiungere qualche informazione su due memorie presentate da autori giapponesi nelle quali sono stati descritti motori a 2 tempi a lavaggio longitudinale, di tipo semivelece o veloce, previsti prevalentemente per uso su navi militari.

Un motore avente diametro dei cilindri di 300 mm

e 400 mm di corsa stantuffi, dà con 12 cilindri a V la potenza di 4500 Cv a 600 giri, con peso di 30 t; l'altro motore, di tipo più leggero, con 24 cilindri disposti a ventaglio in 3 file di 8 con diametro di 150 mm e corsa degli stantuffi di 200 mm, dà una potenza di 3500 Cv a 1650 giri, con peso di 6 t.

E' stato interessante in sede di discussione il confronto geometrico e funzionale di questi motori con motori di caratteristiche equivalenti ma funzionanti a 4 tempi. Si è mostrata la possibilità, almeno in prima approssimazione, di ottenere gli stessi risultati usando sia il ciclo a 2 tempi che quello a 4 tempi. I motori contrapposti ai 2 motori giapponesi sono stati il motore FIAT con 12 cilindri a V, diametro cilindri 300 mm, corsa stantuffi 360 mm, potenza 4500 Cv a 900 giri/min, 22,5 t, e il motore con 32 cilindri a X, diametro cilindri 185 mm, corsa stantuffi 200 mm, potenza 4000 Cv a 1700 giri/min, peso 5 t.

Numerose memorie, come detto avanti, sono state presentate nel campo delle turbine; nessun accenno è stato fatto alle possibilità di impiego, almeno per ora, di tali macchinari in campo marino mercantile, e per questo riteniamo che un riassunto delle molte cose notevoli che sono state dette non abbia interesse in questa sede.

# STORICO

# FIAT



# CENTRO STORICO FIAT

Pubblicazione Trimestrale - Direttore Responsabile: Dott. Ing. LUCIANO TRABUCCO

Registrato al Tribunale di Casale Monferrato in data 16 Marzo 1955 con il N. 49

Spedizione in abbonamento postale - Gruppo IV

# CENTRO

Le M/c "Agipgas Quarta", della SNAM S.p.A.  
per trasporto di gas liquido, in navigazione  
nell'Oceano Pacifico.  
È azionata da un motore FIAT C-368 S.

# STORICO

