FORZE AGENTI SUI SEGMENTI DI UN MOTORE IN MOTO AL MASSIMO NUMERO DI GIRI

Si esaminano i sistemi di forze che sollecitano una fascia elastica, equiparabile ad un segmento nel motore in movimento, studiandone gli effetti qualitativamente e quantitativamente.

Argomento di alto interesse per chi si occupa da vicino a tutti i problemi tecnici e funzionali del motore è quello che riguarda il comportamento fisico dei segmenti nel motore in movimento.

Esaminiamo perciò brevemente il complesso delle forze che sollecitano una fascia elastica, studiandone attentamente cause, conseguenze ed ordine di grandezza. Per maggior chiarezza riporto qui di seguito uno schizzo puramente dimostrativo riferentesi ad un segmento di tenuta nella sua forma più semplice (sezione rettangolare) allogato nella cava del pistone. Per poter rappresentare tutte le forze agenti supponiamo inoltre che lo schizzo si riferisca ad un determinato punto del ciclo e cioè, per esempio, ad un istante della fase di compressione immediatamente precedente al P. M. S.

Le forze agenti si possono dunque suddividere in quattro categorie:

1) pressione sviluppata dal segmento sulla canna del cilindro per effetto della sua elasticità: P''_2

2) Pressione ambiente esercitata sui piani, superiore ed inferiore, e sulla superficie interna del segmento dai gas contenuti nel cilindro, rispettivamente: P_1. P'_2, P_3

3) Forza d'inerzia dovuta all'accelerazione del pistone: I

4) Resistenza d'attrito: R

1) Pressione p''_2 Essa dipende esclusivamente dall'elasticità del materiale e dalla forma geometrica del segmento ed è quindi costante nel tempo e diretta radialmente verso l'interno. Per una fascia di dato diametro essa è tanto maggiore quanto più grande è l'apertura ad anello libero; a parità di apertura è direttamente proporzionale all'altezza del segmento, mentre lo spessore radiale vi influisce con la terza potenza. Questi elementi, ed in particolare lo spessore radiale, devono perciò essere considerati con la massima attenzione in sede di progetto.

La misura ed il controllo di p_2'' vengono eseguiti per via indiretta, a mezzo cioè di speciali bilancie che consentono la lettura del carico tangenziale di chiusura T. T e p_2'' sono infatti legati da una semplice relazione matematica, che trascrivo qui di seguito, e che consente così di passare indifferentemente da una grandezza all'altra:

$$p_2'' = \frac{2\,T}{h\,D}$$ nella quale p_2'' è espresso in Kg./cmq.

T è espresso in Kg.

h = altezza segmento in cm.

D = diametro medio del segmento in cm.

2) Pressioni p_1 p_2, p_3 dovute ai gas esistenti nel cilindro. La direzione e il senso di queste pressioni rimangono immutate nel tempo, come le abbiamo indicate nello schizzo. La loro intensità invece, variando la pressione nel cilindro secondo il ciclo termodinamico del motore, cambia da istante ad istante entro limiti amplissimi secondo una legge che cercheremo di dimostrare. A questo scopo, prendendo lo spunto dalle esperienze eseguite recentemente dall'ing. G. Aue della *Sulzer* abbiamo preso un motore monocilindrico sperimentale, che abbiamo avuto a disposizione, e bloccatone lo stantuffo abbiamo applicato sul fondo gola delle singole cave del pistone e sulla superficie interna del cilindro, subito sotto lo spigolo inferiore esterno degli anelli, una serie di pressostati.

I segmenti montati nelle cave del pistone nella serie di prove effettuate, erano stati scrupolosamente controllati sia sui piani che sulla circonferenza, in modo che dessero garanzia della migliore tenuta possibile. Portando poi l'aria contenuta nel cilindro ad una certa pressione p, abbiamo potuto leggere i valori di quella esistente nelle singole cave, rilevando che, grosso modo, dietro il primo segmento di tenuta la pressione era circa uguale a p, dietro il secondo circa p/2, dietro il terzo p/4, dietro il quarto p/8 e che infine dietro i due segmenti raschiaolio essa era rimasta press'a poco pari a quella atmosferica. Con buona approssimazione possiamo così ammettere che per ogni segmento le pressioni p_1 e p'_2, uguali fra loro, siano distribuite uniformemente rispettivamente sul piano superiore S_1 e sulla superficie interna S_2. Quanto al piano inferiore, avendo rilevato una differenza di pressione a partire dal valore $p'_2 = p_1$ in corrispondenza dello spigolo inferiore interno fino a $p'_3 = p_1/2$ in corrispondenza di quello esterno, crediamo di non commettere grave errore supponendo che l'andamento del gradiente sia lineare. Su detto piano agisce in definitiva una pressione diretta verso l'alto la cui risultante media $P_3 = \frac{3}{4}P_1$.

Proseguendo poi nelle nostre esperienze e facendo variare la pressione nel cilindro ciclicamente, entro limiti il più possibile vicini a quelli di un reale ciclo termodinamico, sempre a pistone fermo, abbiamo constatato che anche le pressioni nelle cave ne seguivano le ritmiche variazioni, mantenendosi praticamente nelle proporzioni sopra indicate.

A questo punto i risultati da noi raggiunti portano a conclusioni nettamente differenti da quelle tratte dall'Aue. Secondo quest'ultimo infatti, non appena la pressione nel cilindro scende dal suo valore massimo verso quello minimo, quella esistente nell'intercapedine fra 1° e 2° anello, rimanendo pressochè invariata, sarebbe tale da sollevare il primo segmento e spingerlo contro la faccia tro fino al successivo innalzamento della superiore della sua cava e tenervelo conpressione nel cilindro. Ora una simile ipotesi, innanzitutto suppone una perfetta tenuta del secondo anello, e non comprendiamo perché proprio il secondo dovrebbe essere il privilegiate mentre abbiamo visto che tutti i segmenti danno luogo ad una perdita tutt'altro che trascurabile se sotto la fascia esiste un valore di pressione pari alla metà di quella esistente sopra; in secondo luogo, anche ammettendp per un momento che il primo segmento si sollevasse, non appena staccatosi esso dal piano inferiore ed ancor prima che raggiungesse quello superiore, la piccolissima quantità di gas contenuta nell'intercapedine si espanderebbe nell'ambiente sovrastante eguagliandone la pressione. Riteniamo quindi di essere nel vero sostenendo che i segmenti nel caso della nostra esperienza non si muovano, ed ammettendo senz'altro giusti, naturalmente entro i limiti di errore derivanti dalla precisione delle letture e dalla perfezione dell'attrezzatura a disposizione, i risultati da noi ottenuti. Ciò premesso, dato che dal punto di vista da noi considerato le pressioni sono indipendenti dal moto del pistone, possiamo senz'altro applicare i risultati dell'esperienza anche al caso di un qualsiasi motore in movimento, considerando come valori istantanei delle pressioni sui singoli segmenti, nei rapporti stabiliti, quelli corrispondenti ricavati dal ciclo termodinamico.

3) La forza d'inerzia 1 è sempre diretta assialmente, ma variabile nel tempo sia nel senso che in intensità, a seconda del diagramma delle accelerazioni del piede di biella. Essa dipende dalla massa e quindi dalle dimensioni dell'anello cui è ovviamente direttamente proporzionale, e massimamente dal numero dei giri del motore che su di essa influisce con la seconda potenza.

4) Resistenza d'attrito R essa è dovuta allo sfregamento dei segmenti sulla superficie della canna ed è quindi pro-

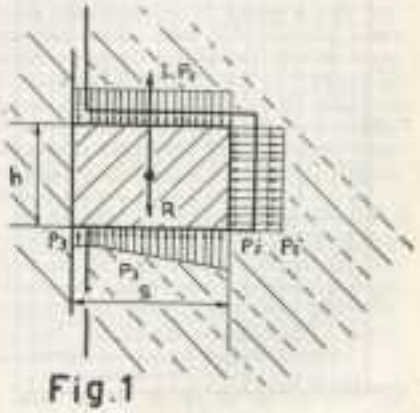


Fig.1

porzionale al coefficiente d'attrito f ed alla pressione sviluppata dai segmenti (come abbiamo visto somma di due termini, uno fisso P''_2 ed uno variabile nel tempo P'_2). È alternativamente diretta verso l'alto o verso il basso, a seconda del moto del pistone, naturalmente nel senso opposto.

Esaminate cosi dal punto di vista puramente qualitativo tutte le forze che possono agire su di un segmento di un motore in movimento, per poterci rendere conto della loro reale importanza e Irarne le opportune considerazioni era necessario eseguirne anche uno studio quantitativo.

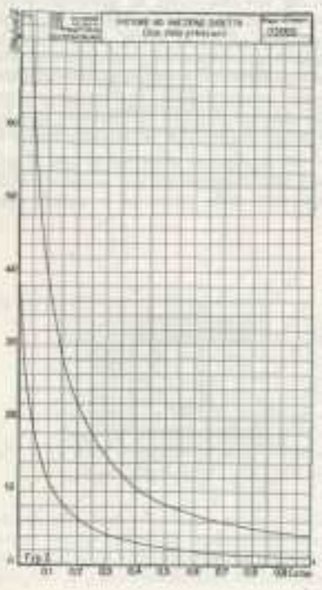
Ringraziamo quindi vivamente la Fiat, che, come sempre in spirito di perfetta collaborazione al nostro studio, ha messo a nostra disposizione il ciclo termodinamico di due motori 4 tempi, uno Diesel ed uno a benzina, di sua normale produzione, e su cui abbiamo basato i due esempi di calcolo che riportiamo qui di seguito.

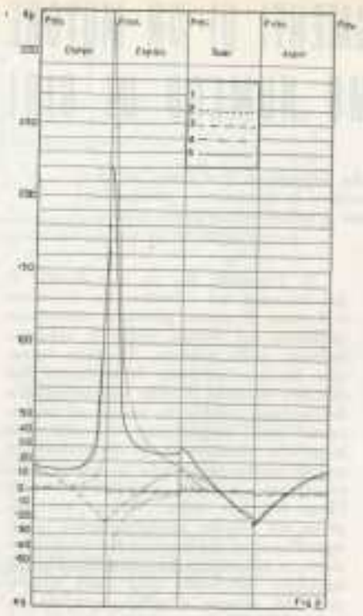
Cominciamo dal motore Diesel di cui rappresentiamo appunto in fig. 2 il ciclo termodinamico e le cui caratteristiche corrispondono ai seguenti dati

Alesaggio . . . . . D = 122 mm.
Rapporto corsa/alesaggio . = 1,15
Corsa . . . . . r = 140 mm.
Numero dei cilindri . . . i = 6
Rapporto manovella/biella X = 0,25
Numero di giri massimo . n = 2200 ali'
Coefficiente d'attrito fra segmenti e canna . . . . f = 0,095

Segmentatura:

Ogni pistone monta:
— 2 segmenti di tenuta . . . AC
— 2 segmenti raschiaolio a scalino . . . . . ROS
— 2 segmenti raschiaolio a feritoia . . . . . ROF





Dimensioni per AC e ROS:

Diametro esterno . D_e = 122 mm.
Diametro interno . D_i = 112,8 mm.
Altezza . . . . . h = 3 mm.
Spessore radiale . . s = 4,6 mm.
Carico tangenziale . T = 2,5 Kg.

Dimensioni per i ROF. D_e = 122 mm.
D_i = 113,1 mm.
h = 5,5 mm.
s = 4,45 mm.
T = 3,1 Kg.

Da questi dati si ricava

superficie $S_1 = \frac{\pi(D_e^2 - D_i^2)}{4}$ = 16,96 cmq.

» $S_2 = \pi D d h$ = 10,6 cmq.

Volume $V = S_2 h$ = 5,08 cmc.

Massa $m = V \frac{\chi}{g}$ = 0,00374 Kg. s^2/m.

$\omega = \frac{2\pi n}{60}$ = 231 rad/sec

ω^2 = = 53361 rad^2/sec^2

Inerzia al punto morto superiore I_s = = (1 + λ) $m\omega^2 r$ = 22,7 Kg.

Inerzia al punto morto inferiore I_i = = (1 — λ) $m\omega^2 r$ = 13,6 Kg.

Pressione $p_1'' = \frac{2T}{hD}$ = 1,36 Kg./cmq.

$P''_2 = p_2'' S_2$ = 14,45 Kg.
$R'' = f P''_2$ = 1,36 Kg.

Con l'ausilio dei dati cosi ricavati abbiamo potuto tracciare il diagramma di figura 3 in cui le singole curve rappresentano l'andamento delle forze agenti sul primo segmento di tenuta lungo tutto un ciclo del motore.

Abbiamo infatti riportata sulle ascisse la posizione del pistone, per le due corse di andata e ritorno li un 4 tempi, e sulle ordinate le forze in Kg., assegnando il segno positivo a tutte quelle che spingono il segmento verso il basso e negativo, per il viceversa. La curva 1 rappresenta allora l'andamento di P_1 — P_3 (come abbiamo visto è infatti sempre P_1 — P_3 = $P_1/4$ diretta verso il basso), la curva 2 si riferisce alla $R' = fP_2'$, la 3 alla $R'' = fP''_2$, la 4 alla I e infine la 5 alla risultante di tutte le precedenti. Il successivo diagramma riprodotto in fig. 4, riporta le curve risultanti delle forze agenti sui singoli segmenti del pistone.

Similmente abbiamo proceduto nel secondo esempio che si riferisce al motore Fiat 1100 S di cui in fig. 5 riportiamo il ciclo.

Caratteristiche del motore:

Alesaggio . . . . . D_e = 68 mm.
Rapporto corsa/alesaggio . = 1,15
Corsa . . . . . r = 78 mm.
Numero dei cilindri . . i = 4
Rapporto manovella/biella λ = 0,25
Numero di giri massimo n = 5500 al 1'
Coefficiente d'attrito . . f = 0,095

Segmentatura: Ogni pistone monta 2 AC
1 ROS
1 ROF

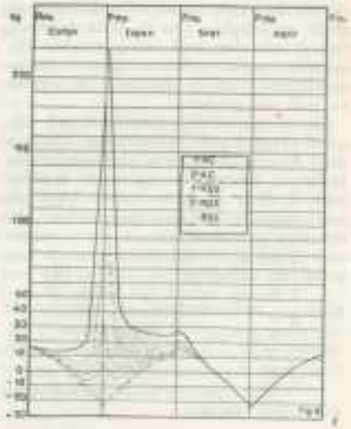
Dimensioni per AC e ROS
D_e = 68 mm.
D_i = 62,4 mm.
h = 2,5 mm.
s = 2,8 mm.
T = 1 Kg.

Dimensioni per i ROF
D_e = 68 mm.
D_i = 62,4 mm.
h = 3,5 mm.
s = 2,8 mm.
T = 1,3 Kg.

Senza riportare qui per brevità tutti i calcoli, rappresentiamo nelle figg. 6 e 7 i diagrammi delle forze corrispondenti a quelli di figure 3 e 4 per il motore Diesel.

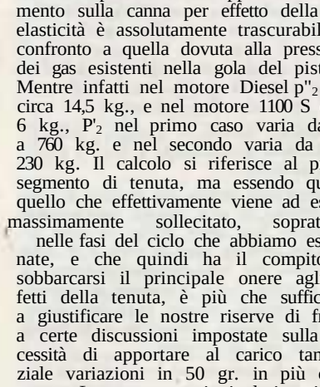
Passiamo ora all'esame dei diagrammi.

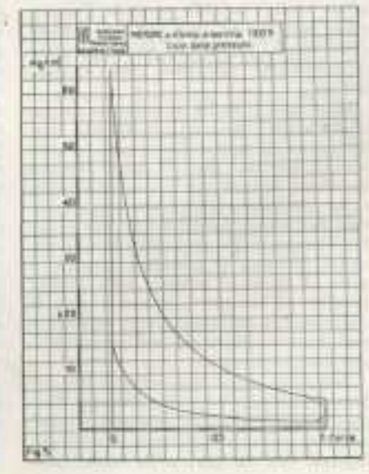
Prima considerazione di notevole importanza che salta all'occhio osservando le figg. 3, 4, 6, 7 è la grandissima importanza della forza d'inerzia I sull'equilibrio del segmento. Vediamo infatti che proprio per effetto della forza d'inerzia la curva delle risultanti può passare nel settore negativo del diagramma. Ciò vuoi dire che nei tratti in cui ciò avviene sul segmento agisce una forza assiale diretta verso l'alto, che lo solleva spingendolo contro il piano superiore della cava. Se nel motore Diesel, il cui numero di giri è relativamente basso, ciò non avviene, per lo meno per i due primi segmenti di tenuta durante le due fasi di compressione ed espansione, per il motore veloce della 1100 S e per tutti gli altri segmenti del Diesel ciò si verifica tutte le volte che il pistone passa dal P. M. S. quando l'accelerazione negativa è massima, e cioè due volte nel ciclo.



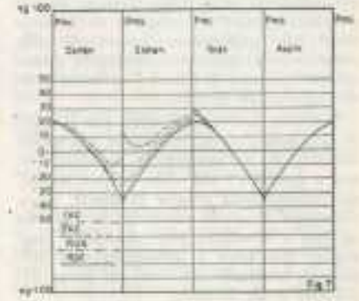
Le considerazioni che se ne possono trarre sono gravissime specialmente per il motore veloce in cui anche il primo segmento è sollevato alla fine e della compressione e cioè all'inizio della combustione. Ciò porta infatti che proprio nel momento più delicato del funzionamento del motore, quando la tenuta sarebbe più necessaria i segmenti sono nelle condizioni peggiori per poterla effettuare, e tanto peggio se sotto l'effetto della combustione si muovono per tornare in basso. In quel momento infatti sono inevitabili i trafilamenti del gas caldissimo, con trasporto di prodotti carboniosi, combustione del velo d'olio lubrificante, deposito di lacche con pericolo di incollamento delle fasce e di grippature. Siccome poi la forza con cui i segmenti vengono sbattuti alternativamente contro i piani delle cave è di entità tutt'altro che trascurabile, la presenza entro le gole di prodotti carboniosi duri e abrasivi è causa di quella gravissima usura dei piani dei segmenti e del ricalcamento delle cave del pistone che in breve tempo mette fuori servizio un motore. Abbiamo visto poi che sempre i segmenti raschiaolio sono soggetti all'azione preponderante dell'inerzia, e quindi anche il raschiamento dell'olio è difficilissimo e certo non perfetto proprio durante la prima parte della corsa di discesa quando invece sarebbe necessario che l'azione raschiante fosse massima. Modo di ovviare a questi inconvenienti: uno solo. La riduzione della forza d'inerzia, e a questo scopo i mezzi di disposizione sono due: ridurre il numero dei giri o la massa del segmento. Siccome non è possibile, per motivi evidenti, cambiare il numero dei giri, è necessario però che in sede di progetto sia tenuto conto di questo, mantenendo la massa il più ridotta possibile quanto maggiore è n. Ciò spiega infatti la moderna tendenza alla progettazione di fasce sottili, (di altezza ridotta cioè) sopratutto nei motori da competizione e quindi più veloci. Sostengo però che ciò debba essere tenuto sempre nel debito conto da chi progetta le fasce di qualunque motore, per non andare incontro a sgradevoli inconvenienti. In linea di massima possiamo consigliare per i segmenti di motori a benzina veloci altezze non superiori ai 2 millimetri, anche all'1,5 mm nel caso di motore da competizione, e per i Diesel 3 mm, o 3,5 come massimo. Per quanto riguarda il problema dei raschiaolio in favore dei quali, almeno in sede di progettazione poco è possibile fare agendo solo sulle loro dimensioni, una buona soluzione è offerta da quel tipo di fasce raschiaolio con molletta di espansione che, oltre a garantire una perfetta aderenza alla canna, hanno il pregio, dal nostro punto di vista, di creare una nuova superficie di attrito notevolissima fra superficie interna del segmento e spire della molla d'acciaio, di entità tale da impedire lo scorrimento dell'anello di ghisa.

Un'altra considerazione importante si può trarre dai diagrammi riguardo la tanto dibattuta questione del carico tangenziale, con le due teorie, una tendente verso i carichi bassi allo scopo di realizzare un basso attrito e quindi ridurre la potenza perduta, e l'altra, opposta, affermante la necessità del carico alto per garantire una maggiore tenuta anche a costo di gravare sull'attrito. Se diamo un rapido sguardo ai calcoli eseguiti per arrivare al tracciamento dei nostri diagrammi, vediamo che almeno nelle fasi di compressione, combustione ed espansione, quando cioè è maggiormente necessaria la buona efficienza delle fasce la pressione sviluppata dal segmento sulla canna per effetto della sua elasticità è assolutamente trascurabile in confronto a quella dovuta alla pressione dei gas esistenti nella gola del pistone. Mentre infatti nel motore Diesel p''_2 vale circa 14,5 kg., e nel motore 1100 S circa 6 kg., P'_2 nel primo caso varia da 13 a 760 kg. e nel secondo varia da 6 a 230 kg. Il calcolo si riferisce al primo segmento di tenuta, ma essendo questo quello che effettivamente viene ad essere massimamente sollecitato, soprattutto nelle fasi del ciclo che abbiamo esaminate, e che quindi ha il compito di sobbarcarsi il principale onere agli effetti della tenuta, è più che sufficiente a giustificare le nostre riserve di fronte a certe discussioni impostate sulla necessità di apportare al carico tangenziale variazioni in 50 gr. in più o in meno. Le preoccupazioni derivanti dal timore che la potenza perduta per attrito sia troppo elevata, e che di conseguenza si verifichi un'usura prematura e gravissima dei segmenti non sono perciò infondate ma sono da imputarsi non tanto al carico tangenziale quanto al fortissimo valore che possono raggiungere, come abbiamo visto le P_2. Da ciò la necessità di ridurre al massimo il coefficiente d'attrito fra canna e segmento,





e l'adozione dei segmenti cromati che basano appunto la loro maggiore durata sul minimo coefficiente d'attrito del cromo contro la ghisa (circa nel rapporto di 1 a 3 con quello ghisa-ghisa);



da ciò anche uno dei motivi per cui è sufficiente montare un solo segmento cromato per pistone nella prima cava in alto. Durante le fasi di scarico e aspirazione invece, quando la P_2' si può considerare praticamente nulla, la tenuta è affidata esclusivamente all'elasticità del materiale, più che sufficiente però, in ogni caso, purchè il segmento sia ben fatto. Dove l'importanza del carico tangenziale è invece predominante è nel problema della regolazione dell'olio. Abbiamo già visto come i segmenti raschiaolio, essendo in balia della forzS d'inerzia che li sposta a suo piacimento nella cava del pistone, siano nelle peggiori condizioni di efficienza. È necessario quindi che essi siano almeno proporzionati nel modo migliore, in modo che la pressione da essi sviluppata sulla canna sia ben uniforme e comunque sufficiente a raschiare l'olio sovrabbondante.

Il discorso si è fatto ormai lungo e limito perciò alle due osservazioni testè discusse, le mie considerazioni sul problema dei segmenti nel motore in movimento. Esse sono di una tale importanza però che le spero sufficienti a giustificare questo nostro piccolo studio.

Luigi Maggiora