

FIAT STABILIMENTO
GRANDI MOTORI

BOLLETTINO TECNICO

VOL. XV - N. 2 - APRILE - GIUGNO 1962

CENTRO STORICO





La Centrale Calcoli Elettronici
del Comitato Studi e Ricerche FIAT

CENTRO STORICO

L'indagine analitica dei fenomeni interessanti l'iniezione
del combustibile nei motori Diesel veloci, effettuata in
sede di progetto mediante Calcolatore Elettronico

P. L. Giorgio Beconi Pag. 33

Notizie dai nostri Licenziatari

Pag. 63

FIAT

FIAT STABILIMENTO GRANDI MOTORI

TORINO (ITALIA)

VOLUME XV - N. 2

BOLLETTINO TECNICO

VIA CUNEO N. 20

APRILE - GIUGNO 1962

L'indagine analitica dei fenomeni interessanti l'iniezione del combustibile nei motori Diesel veloci, effettuata in sede di progetto mediante Calcolatore Elettronico

P. L. Giorgio Becchi

L'indagine analitica di tutti i fenomeni che interessano il motore Diesel, non solo rappresenta un sotto vanto in sede di progetto, ma diviene oggi un mezzo necessario per il rapido allineamento della produzione alle richieste di mercato, riducendo al minimo le fasi sperimentali e di messa a punto dei nuovi motori.

L'iniezione del combustibile nei motori Diesel è sostanzialmente uno dei fenomeni che maggiormente impegnano i Costruttori, sia per l'importanza che esso ha sul funzionamento termico del motore, sia per le condizioni di esercizio particolarmente grasse degli organi che costituiscono l'apparato di iniezione.

La FIAT Grandi Motori ha iniziato nel 1949 lo studio analitico dei fenomeni che interessano l'iniezione del combustibile, studio che è stato via via approfondito, allo scopo di avere un mezzo che permettesse, in sede di calcolo, di giungere alla definizione dell'assetto dell'apparato di iniezione più adatto alle esigenze di ciascun impianto e di indagare sulla eventuale presenza di anomalie funzionali dell'apparato stesso.

Su questo Bollettino Tecnico sono già apparsi vari articoli riguardanti l'argomento qui trattato, articoli che, unitamente a quest'ultimo, danno un'idea dei successivi progressi compiuti in questo campo.

In particolare, nella presente trattazione verrà illustrato il sistema di calcolo attualmente adottato per la progettazione dell'apparato di iniezione del combustibile e per l'indagine sui fenomeni cui esso è interessato, specialmente nei motori piccoli e veloci, nei quali alcuni parametri assumono una importanza di primo piano, mentre in motori di maggior mole e funzionanti a basse velocità di rotazione, essi hanno un'influenza trascurabile.

L'introduzione di questi parametri nel sistema di calcolo comporta ovviamente una complicazione che, in conseguenza della complessità del sistema sotto indagine, è tale da rendere incompatibile, con le odierne esigenze di rapidità sia della progettazione che della produzione dei nuovi motori, l'esecuzione dei calcoli con i mezzi normalmente a disposizione dei Servizi Progettativi.

L'esecuzione dei calcoli relativi al sistema che verrà illustrato nelle pagine che seguono è praticamente possibile soltanto con l'ausilio di un Calcolatore Elettronico.

La FIAT già da parecchi anni ha adottato dei Calcolatori Elettronici centralizzati, mettendoli a disposizione dei diversi Enti Progettativi. Per la risoluzione dei problemi matematici e dei problemi inerenti alla programmazione, e cioè all'adattamento dei sistemi di calcolo alle capacità delle macchine calcolatrici, vengono affiancati ai tecnici degli enti progettativi, degli assistenti della Centrale Calcol Elettronici.

Considerazioni introduttive.

L'attuale sistema di calcolo è un perfezionamento dei precedenti, resosi necessario per l'indagine dei fenomeni interessanti l'iniezione del combustibile nei motori veloci, in conseguenza dell'influenza che alcuni parametri, trascurabili in altri casi, assumono sull'andamento di tali fenomeni.

Prima di esporre in dettaglio le caratteristiche del sistema di calcolo oggetto del presente articolo, verranno brevemente riassunti, per comodità del lettore, i principi fondamentali sui quali si basano questo ed i precedenti sistemi di calcolo. Per una esposizione più dettagliata, il

lettore potrà giovarsi degli articoli riguardanti il problema qui trattato, già apparsi su questo Bollettino Tecnico e precisamente nell'annata 1951 (pag. 126) e nell'annata 1955 (pag. 86) per il sistema di calcolo valido per motori di grandi e medie dimensioni, e nell'annata 1957 (pag. 77) per il sistema di calcolo adottato per motori di medie dimensioni, dotati di pompe del combustibile tipo Bosch.

L'apparato di iniezione è un sistema elastico nel quale le perturbazioni si propagano in accordo con le leggi di propagazione del moto per onde di pressione.

In tale sistema la pompa del combustibile è la sorgente principale delle perturbazioni (in questo caso onde di pressione) che si propagano nella tubazione sino al polverizzatore, si rilettano totalmente o parzialmente, si sovrappongono ad altre onde generate successivamente, in accordo con l'equilibrio dinamico dei diversi organi dell'apparato (valvola di mandata, valvole o luci di alimentazione e di rifiusso e spillo del polverizzatore), che vengono quindi ad assumere la funzione di sorgenti secondarie di perturbazioni.

Le equazioni della propagazione del moto per onde di pressione, la cui trattazione è riportata a pagina 137 dell'annata 1951, dimostrano che l'intensità delle onde è proporzionale alla velocità del fluido secondo una espressione funzione soltanto della densità del fluido e della elasticità del sistema fluido-pareti.

In base a questa relazione risulta che, in assenza di volumi elastici concentrati nella pompa, le pressioni da essa generate sono proporzionali alla velocità dello stantuffo pompante.

Quest'ultima ipotesi, che costituisce una notevole semplificazione del sistema di calcolo, è stata ammessa nell'impostazione delle equazioni risolventi il sistema relativo all'andamento dell'iniezione del combustibile, nei motori lenti e di grandi dimensioni.

Essa però non risulta più accettabile per gli apparati dotati di pompe del combustibile tipo Bosch e nello sviluppo del sistema di calcolo relativo a tali pompe si è tenuto conto dell'effetto dei volumi elastici concentrati. Come già accennato, la trattazione delle equazioni risolventi il sistema che tiene conto di tale effetto, è riportata nell'articolo comparso a pagina 77 dell'annata 1957.

I sistemi di calcolo ora accennati, non tengono conto però di altri numerosi parametri, che con il crescere della velocità di rotazione dei motori assumono una influenza sempre maggiore, tanto da non poter essere trascurati se si vogliono ottenere risultati anche solo qualitativamente aderenti alla realtà. In particolare, per gli apparati con pompa tipo Bosch, tali parametri sono:

- la chiusura e l'apertura graduale dei fori di alimentazione e di rifiusso della pompa del combustibile;
- l'effetto di contropressione dovuto al sistema di alimentazione del combustibile;
- il moto della valvola di mandata, la sua inerzia e la variabilità della sezione di efflusso tra la valvola e la sua sede;
- la separazione tra i volumi elastici concentrati tra lo stantuffo pompante e la valvola, e tra la valvola e la tubazione;
- il moto dello spillo del polverizzatore, la sua inerzia e la variabilità della sezione di efflusso tra lo spillo e la sua sede;
- la separazione tra i volumi elastici concentrati tra la tubazione e la sede dello spillo, e tra la sede dello spillo ed i fori dell'iniettore;

— la contropressione dovuta alle pressioni nel cilindro motore.

Dall'elenco ora riportato, è chiaro che i parametri in gioco sono tali da rendere il sistema di calcolo non risolvibile con i mezzi normalmente a disposizione ed è quindi comprensibile la necessità del Calcolatore Elettronico.

Inoltre, in un articolo comparso a pag. 57 del 1956, sono stati descritti alcuni fenomeni di instabilità e di irregolarità di funzionamento dovuti a due cause e precisamente:

- alla presenza di valvole di non ritorno che permettono lo stabilirsi di pressioni residue nell'apparato tra due iniezioni successive;
- al particolare andamento delle pressioni nell'apparato dovuto all'inizio della messa in pressione con velocità finita dello stantuffo pompante.

Tali fenomeni sono stati trattati separatamente in sede analitica, ma è chiaro che i loro effetti possono essere sovrapposti per particolari condizioni di funzionamento.

Il sistema di calcolo, oggetto del presente articolo, è in grado di indagare sulle condizioni di funzionamento tenendo implicitamente conto degli effetti di tutte quelle che possono essere le cause di instabilità e di irregolarità di funzionamento su accennate.

Impostazione e sviluppo del sistema di calcolo.

Il sistema di calcolo viene impostato imponendo l'equilibrio delle forze e la continuità delle portate nella pompa del combustibile e nel polverizzatore.

Dalle leggi della propagazione del moto per onde di pressione, vengono attinte soltanto le seguenti due condizioni:

- 1) L'intensità delle onde di pressione p è proporzionale alla velocità di spostamento del fluido v secondo l'espressione:

$$p = \frac{v_s \gamma}{g} v$$

in cui:

v_s = velocità di propagazione del suono nel sistema elastico;

γ = peso specifico del fluido;

g = accelerazione di gravità.

- 2) Le perturbazioni si propagano nel sistema elastico con la velocità del suono v_s . Da questo si deduce che le onde in partenza dalla pompa, giungeranno al polverizzatore dopo un tempo:

$$\Delta t = l/v_s$$

in cui l è la lunghezza del condotto che li collega.

Questa seconda condizione consente di svolgere separatamente il sistema di calcolo alla pompa e al polverizzatore in quanto le perturbazioni in essi generate al-

tempo t , ad una delle estremità del sistema elastico, saranno coinvolte nella determinazione dell'equilibrio all'altra estremità del sistema, al tempo $(t + \Delta t)$.

Nell'impostazione del sistema di calcolo sono state formulate le seguenti ipotesi semplificative:

Impostazione del metodo di calcolo alla pompa del combustibile.

Come già accennato, la condizione 2) del paragrafo precedente permette di effettuare lo sviluppo del sistema

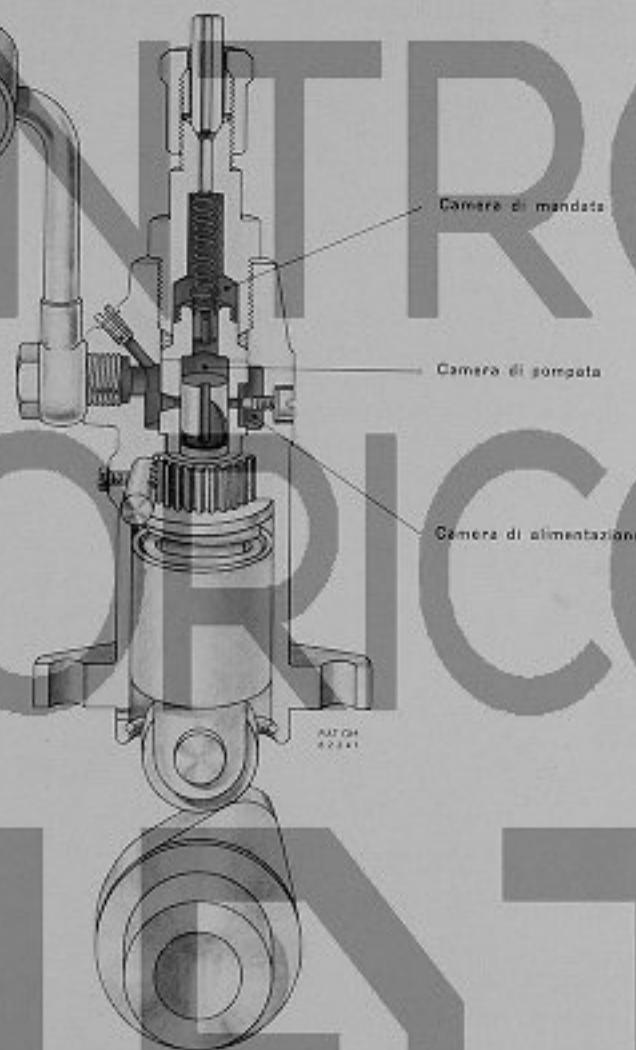


Fig. 1 - Pompa del combustibile. Suddivisione effettuata agli effetti del calcolo.

- la velocità di propagazione del suono v_s , e il peso specifico del fluido γ non risentono delle variazioni di pressione e vengono quindi assunti costanti;
- le onde di pressione non sono soggette a ammortamento per attrito;
- le valvole del sistema di iniezione non sono soggette ad attrito;
- i volumi di fluido concentrati non sono dotati di inerzia, ma di sola elasticità, per cui in ogni istante, si trovano in condizione di perfetta isobaricità.

di calcolo separatamente per la pompa del combustibile e per il polverizzatore, in quanto gli unici parametri che rendono interdipendenti questi due elementi sono le onde di pressione che, da ciascuno di essi, partendo al tempo t , si propagano nella condotta e giungono ad influenzare le condizioni di equilibrio dell'altro elemento al tempo $(t + \Delta t)$.

Il calcolo ha come scopo fondamentale la determinazione dell'andamento delle pressioni e delle velocità del fluido nei vari punti dell'apparato e delle leggi di moto dei vari organi. Inoltre, per quanto riguarda la pompa del combustibile, esso è diretto a definire l'andamento

nel tempo delle onde di pressione da essa portanti, le quali determineranno, al polverizzatore, l'andamento del fenomeno di iniezione.

Il sistema di calcolo in argomento si riferisce in particolare agli impianti dotati di pompa tipo Bosch, che presentano una maggiore complessità agli effetti del calcolo, per la presenza della valvola di mandata.

Per i tipi di pompe del combustibile non dotate di tale organo, sono stati sviluppati degli analoghi sistemi di calcolo che risultano ovviamente meno complicati di quello che costituisce l'argomento del presente articolo.

Il complesso pompa del combustibile è qui inteso comprensivo del sistema di alimentazione del combustibile alla pompa stessa, a partire dal collettore di alimentazione. Non è possibile, specialmente nei motori veloci, trascurare l'effetto di contropressione provocato, durante il riflusso del combustibile, dalla presenza del branchetto di collegamento tra pompa e collettore di alimentazione, in quanto esso influenza sensibilmente sulla rapidità di caduta della pressione nell'apparato alla fine della mandata.

La pompa del combustibile è stata considerata suddivisa, come indicato in figura 1, in tre zone caratteristiche, definite:

- camera di alimentazione;
- camera di pompata;
- camera di mandata.

Lo sviluppo del sistema di calcolo è basato sull'impostazione della continuità delle portate tra le tre zone citate e sull'equilibrio delle forze nei punti caratteristici della pompa e precisamente:

- sulla valvola di mandata;
- all'imbocco del branchetto di alimentazione, nella camera di alimentazione;
- all'imbocco del condotto di collegamento tra pompa del combustibile e polverizzatore, nella camera di mandata.

Nella trattazione, verranno usati i seguenti simboli:

- A_{sp} = sezione dello stantuffo pompante;
- A_v = sezione del collare di tenuta della valvola di mandata;
- A_s = sezione di efflusso tra camera di alimentazione e camera di pompata;
- A_b = sezione del condotto di collegamento della camera di alimentazione con il collettore;
- A_{ca} = sezione del collettore di alimentazione;
- A_{em} = sezione di efflusso attraverso la valvola di mandata, tra camera di pompata e camera di mandata;
- A_t = sezione del condotto di collegamento della pompa del combustibile con il polverizzatore;
- v_{sp} = velocità dello stantuffo pompante;
- S_{sp} = corsa dello stantuffo pompante;
- v_v = velocità della valvola di mandata;
- S_v = corsa della valvola di mandata;

- a_v = accelerazione della valvola di mandata;
- v_a = velocità del fluido verso il polverizzatore, nella sezione A_t , dell'estremità lato pompa del condotto di mandata;
- v_r = velocità del fluido verso la pompa, nella sezione A_t , dell'estremità lato pompa del condotto di mandata;
- v_{ab} = velocità del fluido verso il collettore di alimentazione, nella sezione A_b , dell'estremità lato pompa del branchetto di alimentazione;
- v_{ab} = velocità del fluido verso la pompa, nella sezione A_b , dell'estremità lato pompa del branchetto di alimentazione;
- p_c = pressione nella camera di pompata;
- p_m = pressione nella camera di mandata;
- p_{ca} = pressione nella camera di alimentazione;
- p_a = pressione corrispondente a v_a ;
- p_r = pressione corrispondente a v_r ;
- p_{ab} = pressione corrispondente a v_{ab} ;
- p_{ab} = pressione corrispondente a v_{ab} ;
- p_s = pressione preesistente nell'apparato, tra mandata e polverizzatore;
- p_{al} = pressione di alimentazione del combustibile;
- V_{ca} = volume di fluido contenuto nella camera di alimentazione;
- V_c = volume di fluido contenuto nella camera di pompata all'inizio del moto;
- V_t = volume di fluido contenuto nella camera di pompata all'istante t ;
- V_z = volume di fluido contenuto nella camera di mandata
- μ_e = coefficiente di efflusso allo sfogo, tra camera di pompata e camera di alimentazione;
- μ_m = coefficiente di efflusso alla mandata, tra camera di pompata e camera di mandata;
- t = tempo;
- γ = peso specifico del fluido;
- ϵ = modulo elastico del fluido;
- g = accelerazione di gravità;
- v_s = velocità di propagazione del suono nel sistema elastico;
- r_v = rigidezza della molla di comando della valvola di mandata;
- k_v = carico a posto della molla di comando della valvola di mandata;
- m_v = massa della valvola di mandata + 50% della massa della molla.

Si consideri l'istante t in cui lo stantuffo pompante di sezione A_{sp} si sposta con velocità v_{sp} dopo aver percorso lo spazio S_{sp} . La portata generata dallo stantuffo è data evidentemente da $A_{sp} v_{sp}$.

Tale portata deve essere ugualata da:

— portata attraverso lo sfogo di sezione A_a:

$$A_a p_s \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_{ca})}$$

dovuta al salto di pressione ($p_s - p_{ca}$) che si genera tra la camera di pompata e la camera di alimentazione;

— portata dovuta alla deformazione elastica del volume di fluido contenuto nella camera di pompata, per effetto della variazione della pressione ivi esistente:

$$\frac{V_1}{\varepsilon} \frac{dp_s}{dt}$$

Va osservato però che il volume V_1 varia al variare di S_{sp} , e può essere espresso con $V_1 = V_0 + A_{sp} S_{sp}$. La portata può quindi essere espressa con:

$$\frac{V_0 + A_{sp} S_{sp}}{\varepsilon} \frac{dp_s}{dt}$$

— portata dovuta al moto della valvola di mandata di sezione A_v, che si sposta con velocità v_v:

$$A_v v_v$$

— portata attraverso la sezione A_{vv}, tra valvola e sede, per effetto del salto di pressione ($p_s - p_v$) che si genera tra la camera di pompata e la camera di mandata:

$$A_{vv} p_{vv} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_v)}$$

Se ne deduce quindi una prima equazione che può scriversi:

$$A_{sp} v_{sp} = A_s p_s \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_{ca})} + \frac{V_0 + A_{sp} S_{sp}}{\varepsilon} \frac{dp_s}{dt} + A_v v_v + A_{vv} p_{vv} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_v)} \quad [1]$$

che rappresenta la condizione di continuità delle portate nella camera di pompata.

Questa condizione è però legata alle analoghe condizioni di continuità delle portate nella camera di alimentazione e nella camera di mandata.

Infatti, la portata attraverso il foro di rifiusso e cioè dalla camera di pompata in quella di alimentazione, già espressa con:

$$A_s p_s \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_{ca})}$$

dove deve essere uguagliata da:

— portata dovuta alla deformazione elastica del volume di fluido contenuto nella camera di alimentazione, per effetto della variazione della pressione p_{ca}:

$$\frac{V_{ca}}{\varepsilon} \frac{dp_{ca}}{dt}$$

— portata dovuta all'efflusso dalla camera di alimentazione attraverso il branchetto di sezione A_b, che collega la pompa con il collettore:

$$A_b (v_{ab} - v_{ca})$$

Quest'ultima equazione, in base alla 1^o condizione derivante dalle leggi di propagazione del moto per onde di pressione, citata a pagina 34, può essere scritta:

$$\frac{A_b g}{\gamma v_s} (p_{ab} - p_{ca})$$

Ne risulta quindi una seconda equazione che definisce la condizione di continuità della portata nella camera di alimentazione:

$$A_s p_s \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_{ca})} = \frac{V_{ca}}{\varepsilon} \frac{dp_{ca}}{dt} + \frac{A_b g}{\gamma v_s} (p_{ab} - p_{ca}) \quad [2]$$

Analogamente, per la camera di mandata, la portata dovuta al moto della valvola di mandata e all'efflusso attraverso la stessa valvola, espressa con:

$$A_v v_v + A_{vv} p_{vv} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_v)}$$

dove deve essere uguagliata dalla somma:

$$\frac{V_2}{\varepsilon} \frac{dp_v}{dt} + \frac{A_t g}{\gamma v_s} (p_s - p_v)$$

in cui:

- $\frac{V_2}{\varepsilon} \frac{dp_v}{dt}$ è la portata dovuta alla deformazione elastica del volume di fluido V₂ contenuto nella camera di mandata, conseguente alla variazione della pressione p_v;
- $\frac{A_t g}{\gamma v_s} (p_s - p_v)$ è la portata dovuta all'efflusso dalla camera di mandata nel condotto di sezione A_t per effetto delle velocità v_s e v_v, trasformate secondo la 1^o condizione citata a pagina 34.

La terza equazione derivante dalla condizione di continuità delle portate nella camera di mandata, è quindi:

$$A_v v_v + A_{vv} p_{vv} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_v)} = \frac{V_2}{\varepsilon} \frac{dp_v}{dt} + \frac{A_t g}{\gamma v_s} (p_s - p_v) \quad [3]$$

Inoltre, la condizione di equilibrio delle forze sulla valvola di mandata, dà la possibilità di scrivere una quarta equazione. Infatti, la forza esercitata sulla valvola di sezione A_v, da parte della pressione p_s esistente nella camera di pompata, espressa con A_v p_s, deve essere equilibrata dalle forze dovute:

- alla pressione p_v esistente nella camera di mandata: A_v p_v

- all'azione della molla di richiamo della valvola di mandata

$$k_r + r_v S_r$$

- all'inerzia conseguente all'accelerazione cui sono soggette la valvola di mandata e la molla

$$m_v a_v$$

Si può quindi scrivere:

$$A_v p_v = A_v p_a + k_r + r_v S_r + m_v a_v \quad [4]$$

In ultimo, vengono ancora imposte le due condizioni di equilibrio di forze o, più precisamente, di pressioni, all'imbozzo del branchetto di alimentazione nella camera di alimentazione, in cui deve essere:

$$p_{ca} = p_{ab} + p_{ba} + p_{al} \quad [5]$$

e all'imbozzo del condotto di collegamento tra pompa del combustibile e polverizzatore, nella camera di mandata con:

$$p_e = p_s + p_r + p_o \quad [6]$$

Il sistema fondamentale per lo sviluppo del metodo di calcolo alla pompa è costituito dalle equazioni da [1] a [6] e precisamente:

$$A_{av} v_{sp} = A_v p_e \left| \frac{2g}{\gamma} (p_s - p_{ca}) + \frac{V_{ca} - A_{av} S_{av}}{\varepsilon} \frac{dp_s}{dt} + (A_v v_r + A_{av} p_{ca}) \right| \frac{2g}{\gamma} (p_s - p_a) \quad [1]$$

$$A_v p_s \left| \frac{2g}{\gamma} (p_s - p_{ca}) - \frac{V_{ca}}{\varepsilon} \frac{dp_{ca}}{dt} + \frac{A_{av} g}{\gamma v_s} (p_{ca} - p_{ba}) \right| \quad [2]$$

$$A_v v_r + A_{av} p_{ca} \left| \frac{2g}{\gamma} (p_s - p_a) = \frac{V_{ca}}{\varepsilon} \frac{dp_s}{dt} + \frac{A_{av} g}{\gamma v_s} (p_s - p_a) \right. \quad [3]$$

$$A_v p_s = A_v p_a + k_r + r_v S_r + m_v a_v \quad [4]$$

$$p_{ca} = p_{ab} + p_{ba} + p_{al} \quad [5]$$

$$p_e = p_s + p_r + p_o \quad [6]$$

Deve essere però osservato che la velocità v_{sp} di spostamento dello stantuffo è una funzione nota, in quanto essa viene determinata dal profilo della camma di comando. In particolare, per i tipi di camme normalmente usati avendo profilo ad archi di cerchio, la legge di velocità da essi determinata può essere riprodotta, con elevata approssimazione, mediante una spezzata composta da tanti archi di parabola quanti sono i centri di curvatura. Tale legge viene quindi introdotta nel calcolo sotto la forma:
 $v_{sp} = \alpha t^2 + \beta t + \psi$ in cui α , β e ψ sono i coefficienti costanti dipendenti dalle caratteristiche geometriche del profilo della camma e del rullo della punteria di comando della pompa.

Infine nel sistema su riportato, alcuni parametri sono tra di loro legati ed è quindi ancora necessario stabilire alcune equazioni di correlazione. Infatti, la sezione di

efflusso allo sfogo A_v , dipende dalla posizione dello stantuffo pompante ed è quindi funzione di S_{av} , mentre la sezione di efflusso A_{av} attraverso la valvola di mandata, è funzione dello spostamento S_r della valvola stessa.

Lo sviluppo per la determinazione delle equazioni di correlazione di questi parametri, è riportato nell'appendice I^a. Dette equazioni risultano:

$$- A_v = K_1 \left\{ K_2 - \arccos \left[K_3 (K_4 - S_{av}) \right] \right\} + K_5 (K_4 - S_{av}) \sqrt{\frac{1}{K_3^2} - (K_4 - S_{av})^2}$$

con K_1 , K_2 , K_3 , K_4 e K_5 costanti determinabili in base alle caratteristiche geometriche del pompante e dei fori di riflusso (ved. appendice I^a);

$$A_{av} = a S_r^2 + b S_r + c$$

con a , b e c costanti determinabili in base alle caratteristiche geometriche della valvola di mandata (ved. appendice I^a).

Va infine osservato che il valore di p_r interessato nel calcolo all'istante t , è noto in quanto esso è stato determinato al polverizzatore all'istante $(t - \Delta_3 t)$ in base alla condizione 2) di pagina 34, con $\Delta_3 t = L_3 / v_s$, in cui L_3 è la lunghezza del condotto di collegamento della pompa al polverizzatore. Queste considerazioni valgono analogamente per il valore di p_{ca} determinato, all'istante $(t - \Delta_4 t)$, all'imbozzo del branchetto nel collettore di alimentazione, con $\Delta_4 t = L_4 / v_s$, in cui L_4 è la lunghezza del branchetto di collegamento della pompa al collettore.

In definitiva il sistema risolvente, per il calcolo alla pompa del combustibile, è il seguente:

$$v_{sp} = \alpha t^2 + \beta t + \psi$$

$$A_{av} = a S_r^2 + b S_r + c$$

$$A_v = K_1 \left\{ K_2 - \arccos \left[K_3 (K_4 - S_{av}) \right] \right\} + K_5 (K_4 - S_{av}) \sqrt{\frac{1}{K_3^2} - (K_4 - S_{av})^2}$$

$$A_{av} v_{sp} = A_v p_e \left| \frac{2g}{\gamma} (p_s - p_{ca}) + \frac{V_{ca} - A_{av} S_{av}}{\varepsilon} \frac{dp_s}{dt} + (A_v v_r + A_{av} p_{ca}) \right| \frac{2g}{\gamma} (p_s - p_a)$$

$$A_v p_s \left| \frac{2g}{\gamma} (p_s - p_{ca}) - \frac{V_{ca}}{\varepsilon} \frac{dp_{ca}}{dt} + \frac{A_{av} g}{\gamma v_s} (p_{ca} - p_{ba}) \right|$$

$$A_v v_r + A_{av} p_{ca} \left| \frac{2g}{\gamma} (p_s - p_a) = \frac{V_{ca}}{\varepsilon} \frac{dp_s}{dt} + \frac{A_{av} g}{\gamma v_s} (p_s - p_a) \right. + \frac{A_{av} g}{\gamma v_s} (p_s - p_a)$$

$$A_v p_s = A_v p_a + k_r + r_v S_r + m_v a_v$$

$$p_{ca} = p_{ab} + p_{ba} + p_{al}$$

$$p_e = p_s + p_r + p_o$$

in cui ovviamente :

$$v_s = \frac{dS_s}{dt} ; \quad s_r = \frac{d^2 S_s}{dt^2}$$

L'integrazione di questo sistema presenta delle notevoli difficoltà matematiche, per cui si è preferito adottare il

del combustibile e cioè continuità delle portate ed equilibrio delle forze, applicate al sistema riportato in figura 2.

Analogamente a quanto fatto per il calcolo alla pompa del combustibile, sono state considerate nel polverizzatore, agli effetti della continuità delle portate, due zone e precisamente :

CENTRO STORICO



Fig. 2 - Polverizzatore. Suddivisione effettuata agli effetti del calcolo.

metodo di calcolo per intervalli finiti, tanto più che la disponibilità del Calcolatore Elettronico permette di adottare degli intervalli di calcolo molto piccoli.

Le equazioni del sistema sono state quindi elaborate ed adattate al Calcolatore Elettronico, come è riportato nell'appendice 3°.

Impostazione del metodo di calcolo al polverizzatore.

Le condizioni base per l'impostazione del sistema di calcolo al polverizzatore, sono le stesse imposte per la pompa

- camera di mandata;
- camera di iniezione,

mentre la condizione di equilibrio delle forze è stata imposta sullo spillo e nella sezione A_1 dall'estremità lato polverizzatore del condotto di mandata.

Durante la fase di messa a punto del sistema di calcolo, è inoltre emerso che, per ottenere dei risultati soddisfacientemente confrontabili con i rilievi, è necessario tenere conto dell'effetto di contropressione provocato dalla combustione.

Nel sistema di calcolo è stato quindi adottato un

metodo approssimato per la determinazione del ciclo indicato, metodo che costituisce l'oggetto dell'appendice 2°.

I simboli che verranno usati per questa seconda parte del calcolo sono:

- A_1 — sezione del condotto di collegamento della pompa del combustibile con il polverizzatore;
- A_{es} — sezione di efflusso, determinata dalla posizione dello spillo, tra la camera di mandata e la camera di iniezione;
- A_i — sezione di efflusso dell'iniettore;
- A_{se} — area dello spillo soggetta alla pressione del combustibile a spillo chiuso;
- A_o — area dello spillo soggetta alla pressione del combustibile a spillo aperto;
- S_s — corsa dello spillo;
- v_{se} — velocità dello spillo;
- a_s — accelerazione dello spillo;
- v_s — velocità del fluido verso il polverizzatore, nella sezione A_1 dell'estremità lato polverizzatore del condotto di mandata;
- v_e — velocità del fluido verso la pompa, nella sezione A_i dell'estremità lato polverizzatore del condotto di mandata;
- p_a — pressione corrispondente a v_s ;
- p_e — pressione corrispondente a v_e ;
- p_i — pressione nella camera di mandata del polverizzatore;
- p_t — pressione nella camera di iniezione;
- p_c — pressione nella camera di combustione;
- V_g — volume del fluido concentrato a monte della sede dello spillo;
- V_4 — volume della camera di iniezione;
- β_{se} — coefficiente di efflusso tra spillo e sede;
- β_i — coefficiente di efflusso attraverso la sezione di iniezione;
- k_s — carico a posto della molla di comando dello spillo;
- r_s — rigidezza della molla di comando dello spillo;
- m_s — massa degli organi in moto nel polverizzatore;
- q — quantità di combustibile iniettata nel cilindro motore.

All'istante t giunge nella sezione A_1 dell'estremità lato polverizzatore del condotto di mandata, l'onda di pressione di intensità p_a , partita dalla pompa, all'istante $(t - \Delta t)$ e determinata mediante il sistema di calcolo sviluppato per la pompa del combustibile.

Tale onda di pressione, in base alla condizione 1) di pag. 34, dà origine ad una portata:

$$\frac{A_1 g}{\gamma v_s} p_a$$

Questa portata deve essere ugualata da:

- portata dovuta all'onda di pressione p_e che all'istante t parte verso la pompa, dall'estremità lato polverizzatore del condotto di mandata:

$$\frac{A_1 g}{\gamma v_s} p_e$$

- portata dovuta alla contrazione elastica del volume di fluido V_g concentrato nel polverizzatore, per effetto della variazione della pressione p_i :

$$\frac{V_g}{\gamma} \frac{dp_i}{dt}$$

- portata dovuta al moto dello spillo di sezione A_{es} , che si sposta con velocità v_{se} :

$$A_{es} v_{se}$$

- portata dovuta all'efflusso attraverso la sezione A_{es} tra spillo e sede, che si genera per effetto del salto di pressione $(p_i - p_e)$ tra la camera di mandata e la camera di iniezione:

$$A_{es} \beta_{se} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_e)}$$

Da questa condizione deriva la 1^a equazione del sistema matematico ricercato:

$$\frac{A_1 g}{\gamma v_s} p_a = \frac{A_1 g}{\gamma v_s} p_e + \frac{V_g}{\gamma} \frac{dp_i}{dt} + A_{es} v_{se} + A_{es} \beta_{se} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_e)} \quad [1]$$

Le stesse considerazioni possono essere fatte per la camera di iniezione in cui la portata tra spillo e sede:

$$A_{es} \beta_{se} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_e)}$$

dove deve essere ugualata dalla portata dovuta alla contrazione del volume V_4 per effetto della variazione della pressione p_i :

$$\frac{V_4}{\gamma} \frac{dp_i}{dt}$$

e dalla portata dovuta all'efflusso attraverso la sezione A_i , conseguente al salto di pressione $(p_i - p_e)$ tra la camera di iniezione e la camera di combustione:

$$A_i \beta_i \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_e)}$$

La seconda equazione risulta quindi:

$$A_{es} \beta_{se} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_e)} = \frac{V_4}{\gamma} \frac{dp_i}{dt} + A_i \beta_i \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_e)} \quad [2]$$

e rappresenta la condizione di continuità delle portate nella camera di iniezione.

Dalla condizione di equilibrio di forze sullo spillo, secondo cui la forza esercitata dalla pressione deve essere equilibrata dalle forze dovute alla molla di comando e all'inerzia, si ottiene:

— forza dovuta alla pressione:

$$A_{se} p_i + (A_0 - A_{se}) p_s$$

— forza dovuta alla molla:

$$k_s + r_s S_s$$

— forza dovuta all'inerzia:

$$m_s a_s$$

La terza equazione può quindi essere scritta:

$$A_{se} p_i + (A_0 - A_{se}) p_s = k_s + r_s S_s + m_s a_s \quad [3]$$

Una quarta equazione è quella derivante dalla condizione di equilibrio delle pressioni nella sezione di estremità lato polverizzatore del condotto di mandata:

$$p_t = p_s + p_e + p_o \quad [4]$$

Il sistema fondamentale per lo sviluppo del metodo di calcolo al polverizzatore è costituito dalle equazioni ora determinate, che vengono qui di seguito riassunte:

$$\frac{A_{se} g}{\gamma v_s} p_s = \frac{A_{se} g}{\gamma v_s} p_i + \frac{V_2}{\varepsilon} \frac{dp_i}{dt} + A_{se} v_{si} + \\ + A_{se} p_{ce} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_s)} \quad [1]$$

$$A_{se} p_{ce} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_t - p_i)} = \frac{V_4}{\varepsilon} \frac{dp_i}{dt} + \\ + A_t p_t \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_e)} \quad [2]$$

$$A_{se} p_i + (A_0 - A_{se}) p_s = k_s + r_s S_s + m_s a_s \quad [3]$$

$$p_t = p_s + p_e + p_o \quad [4]$$

Anche in questo sistema, come già nel precedente determinato per la pompa del combustibile, sono però ancora necessarie le equazioni di correlazione di alcune variabili.

In particolare la sezione di efflusso A_{se} tra spillo e sede, funzione della corsa dello spillo S_s , risulta:

$A_{se} = AS_s^2 + BS_s$, con A e B costanti dipendenti dalle caratteristiche geometriche dell'iniettore e dello spillo, come è esplicitamente riportato nell'appendice 1°.

Per la pressione p_e nella camera di combustione viene indicata nel sistema l'equazione generica $p_e = f(t)$, rimandando il lettore alla appendice 2°, in cui è sviluppato il metodo di calcolo di p_e sia nella fase di compressione dell'aria, che in quelle di combustione e di espansione dei gas combusti.

Nell'esecuzione del calcolo viene ovviamente determinata la quantità di nafta iniettata con la:

$$q = \int_0^t A_t p_t \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_e)} dt$$

Il sistema risolvente può quindi essere riassunto come segue:

$$\frac{A_{se} g}{\gamma v_s} p_s = \frac{A_{se} g}{\gamma v_s} p_i + \frac{V_2}{\varepsilon} \frac{dp_i}{dt} + A_{se} v_{si} + \\ + A_{se} p_{ce} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_s)} \quad [1]$$

$$A_{se} p_{ce} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_t - p_i)} = \frac{V_4}{\varepsilon} \frac{dp_i}{dt} + \\ + A_t p_t \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_e)} \quad [2]$$

$$A_{se} p_i + (A_0 - A_{se}) p_s = k_s + r_s S_s + m_s a_s \quad [3]$$

$$p_t = p_s + p_e + p_o \quad [4]$$

$$A_{se} = AS_s^2 + BS_s \quad [5]$$

$$p_e = f(t) \quad [6]$$

$$q = \int_0^t A_t p_t \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_e)} dt \quad [7]$$

Analogamente a quanto è stato fatto per la pompa del combustibile, anche per il sistema di calcolo al polverizzatore è stato adottato il metodo di risoluzione per intervalli finiti.

Lo sviluppo di questa seconda parte del metodo di calcolo e la sua impostazione sul Calcolatore Elettronico, sono riportati nell'appendice 4°.

Possibilità di indagine conseguenti all'adozione del nuovo metodo di calcolo.

I sistemi di calcolo impostati ai paragrafi precedenti, danno la possibilità di determinare, in sede di progetto, i parametri che maggiormente influenzano il fenomeno di iniezione del combustibile dal punto di vista fluidodinamico, e quelli che sono determinanti per la sua progettazione dal punto di vista delle sollecitazioni meccaniche.

Come specificatamente riportato alle appendici 3° e 4°, mediante il sistema di calcolo adottato, è infatti possibile conoscere l'andamento, in funzione del tempo, delle pressioni e delle velocità del fluido nei punti caratteristici dell'apparato di iniezione e le leggi di moto degli organi mobili in esso contenuti.

In particolare la determinazione delle pressioni p_s nella camera di pompata e p_e nella camera di mandata della pompa del combustibile, permette di effettuare il controllo meccanico dei vari organi da esse interessati, compresi i particolari del sistema di comando della pompa stessa.

Inoltre, la conoscenza dell'andamento della pressione p_a nella camera di alimentazione, dà la possibilità, mediante un ulteriore calcolo, di determinare l'entità delle onde di pressione in circolazione nel sistema di alimentazione del combustibile.

La legge di moto della valvola di mandata, definita dal calcolo mediante la determinazione della legge di alzata S_v , permette di controllare le condizioni di lavoro della valvola e della relativa molla di comando. E infatti necessario assicurare che, in tutto il campo di funzionamento del motore, non si verifichi il bloccaggio della molla di comando e che la velocità d'urto della valvola sulla propria sede, alla fine della mandata, non dia origine a sollecitazioni molto elevate.

Inoltre il valore della pressione residua nell'apparato tra due iniezioni successive, che può essere causa di riaperture dello spillo dell'iniettore e di irregolarità di funzionamento, costituisce un indice per il proposito di regolazione della valvola di mandata, in quanto l'accennata pressione p_r può essere variata modificando le caratteristiche geometriche della valvola stessa.

Possibilità analoghe si hanno con la determinazione dei vari parametri al polverizzatore, nel quale i valori massimi delle pressioni p_i nella camera di mandata e p_i nella camera di iniezione, sono determinanti per il proposito di regolazione meccanico dei vari organi. Inoltre le funzioni ora citate p_i e p_i poste a confronto, danno una indicazione delle perdite di carico tra spillo e sede e permettono quindi di controllare il proposito di regolazione di questi organi dal punto di vista fluidodinamico.

Il calcolo della legge di alzata S_v dello spillo del polverizzatore, oltre a facilitare il controllo meccanico dei particolari soggetti all'urto conseguente all'apertura e alla chiusura di quest'organo, permette di individuare immediatamente le eventuali riaperture o le aperture irregolari dello spillo, che possono essere la causa di elevati consumi di combustibile e di fumosità del motore.

Per i controlli fluidodinamici, vengono pure determinate le velocità istantanee del fluido nelle sezioni di passaggio A_{sp} tra spillo e sede e nella sezione A_i dei fori di iniezione.

Infine, mediante la determinazione della pressione p_c nel cilindro motore, risulta possibile, nonostante che il sistema di calcolo adottato sia ancora approssimato, definire almeno qualitativamente l'influenza dei vari parametri relativi all'iniezione del combustibile, sull'andamento del ciclo indicato.

L'esecuzione del calcolo alle varie velocità di rotazione e relative potenze interessate dal campo di funzionamento del motore, è inoltre in grado di individuare gli eventuali campi di instabilità, dovuti alle particolari caratteristiche di funzionamento dei tipi di pompe che realizzano l'inizio della mandata con velocità dello stantuffo pompante diversa da zero, fenomeni d'altra parte ampiamente

trattati nell'articolo comparso sul Bollettino Tecnico n. 3 dell'anno 1956.

Oltre a tutti questi parametri vengono ovviamente determinati: la durata di iniezione sia in tempo che in gradi di rotazione della manovella, la quantità di combustibile iniettato per ciclo, l'istante di inizio dell'iniezione e il ritardo di accensione del combustibile introdotto nel cilindro.

Questi ultimi due elementi sono indispensabili per la messa in fase dell'apparato di iniezione, in quanto, in base ad essi, viene stabilito l'antropo di inizio pompata rispetto al P.M.S. dello stantuffo motore.

Come risulta da quanto è stato descritto in questo paragrafo, il sistema di calcolo adottato permette di eseguire una indagine molto accurata sui fenomeni riguardanti l'iniezione del combustibile e può costituire un primo mezzo per l'analisi dell'influenza che l'andamento dell'iniezione ha sul ciclo termico del motore.

L'analisi dell'influenza dei vari parametri sull'andamento dell'iniezione del combustibile nei motori veloci, resa possibile dall'adozione del sistema di calcolo qui descritto, costituirà l'argomento di un prossimo articolo.

A titolo dimostrativo viene riportato in figura 3 l'andamento del fenomeno nei vari punti dell'apparato ottenuto con il calcolo.

Conferma sperimentale del sistema di calcolo.

I risultati ottenuti mediante il sistema di calcolo in argomento sono stati confermati dai rilievi eseguiti su apparati di iniezione funzionanti sul motore, rilievi che hanno dimostrato una notevole concordanza con i calcoli.

Data la complessità del sistema, l'approssimazione ottenuta si può ritenere pienamente soddisfacente.

E' evidente che tutte le funzioni calcolate, relative all'iniezione del combustibile, non possono essere rilevate se non a costo di notevoli complicazioni, in quanto si riferiscono all'andamento dei vari fenomeni in zone dell'apparato di iniezione praticamente non accessibili. L'unica possibilità agevole di rilievo è costituita dalle pressioni totali nella tubazione di collegamento tra la pompa del combustibile e il polverizzatore, che come andamento differiscono ovviamente da quelle che si hanno in altri punti dell'apparato.

Allo scopo di poter eseguire dei confronti è stato allora calcolato l'andamento delle pressioni nella tubazione, a metà della distanza tra le camere di mandata della pompa e del polverizzatore, posizione nella quale è stato pure eseguito il rilievo oscillografico.

La concordanza delle pressioni calcolate e rilevate a metà del condotto di collegamento dei due organi principali dell'apparato d'iniezione, è stata ammessa come conferma della concordanza tra calcoli e realtà per tutti i fenomeni che avvengono nell'apparato. Considerando



- 1 - Velocità stentatto pompare 5 - Corsa valvola di mezzi 9 - Portata istantanea di combustibile
 2 - Pressione nella camera di alimentazione 6 - Pressioni a metà condotto 10 - Velocità tra spillo e sede
 3 - Pressione nella camera di pompare 7 - Pressione alla mandata del polverizzatore 11 - Alzata spillo
 4 - Pressione alla mandata della pompa 8 - Pressione nella camera di iniezione

Fig. 3 - Andamento del fenomeno in vari punti dell'apparato, ottenuto mediante il calcolo.

valida questa ammissione, ne consegue che le varie funzioni calcolate sono anch'esse soddisfacentemente approssimate rispetto a quanto effettivamente avviene nel motore.

A titolo dimostrativo è riportato il confronto di figura 4 dal quale è possibile constatare la notevole concordanza tra il rilievo oscillografico (fig. 4a) e il diagramma di pressioni calcolato (fig. 4b).

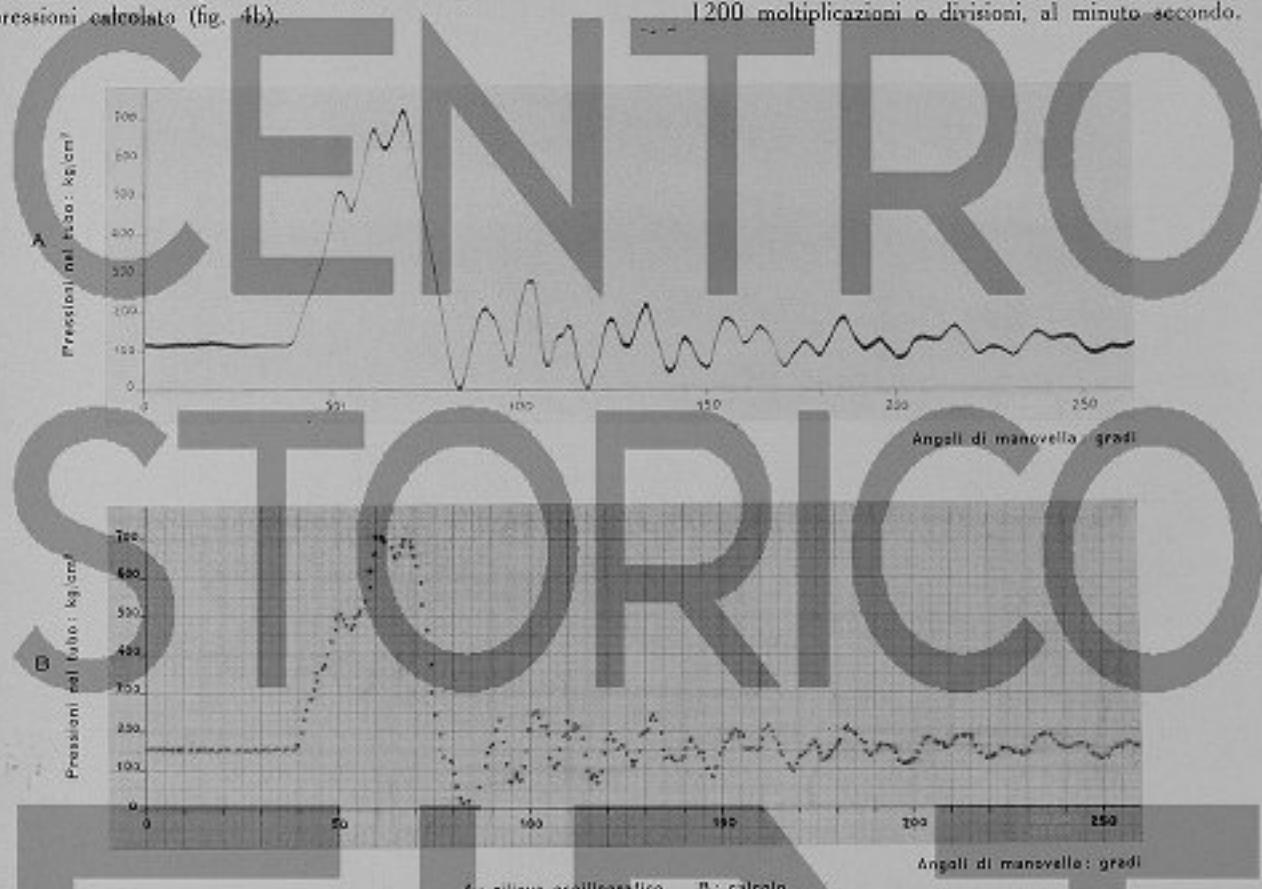


Fig. 4 - Andamento nel tempo delle pressioni nella tubazione di mandata.

L'esempio riportato è relativo ad un motore funzionante alla velocità di rotazione di 1000 giri/min.

Mezzi impiegati per l'esecuzione dei calcoli.

Come già precedentemente accennato, la complessità del metodo di calcolo impostato, rende impossibile l'esecuzione dei calcoli con i normali mezzi in dotazione ai Servizi Progettativi, per cui è necessario ricorrere all'ausilio di un Calcolatore Elettronico, quale unico mezzo capace di svolgere, in un tempo compatibile con le esigenze di progettazione, un calcolo così laborioso.

Per i suoi Servizi Progettativi, la FIAT ha adottato un complesso elettronico di media capacità, costituito da quattro componenti collegate tra loro elettricamente (ved. fig. 5).

In particolare il complesso su accennato è costituito come segue.

- Calcolatore o Elaboratore dotato di memoria magnetica a tamburo rotante capace di contenere 5000 parole, intendendo con parola un gruppo di 10 caratteri (cifre o lettere) più il segno. L'elaboratore può eseguire circa 11 750 addizioni o sottrazioni e circa 1200 moltiplicazioni o divisioni, al minuto-secondo.

— Lettore di schede perforate capace di leggere 450 schede al minuto primo. Su ciascuna scheda possono essere contenute al massimo 8 parole per cui la velocità di carico dei dati o istruzioni nelle memorie del calcolatore può raggiungere 3600 parole al minuto primo.

— Stampatrice in linea con velocità di stampa di 600 linee al minuto. Su ogni linea sono contenuti al massimo 130 caratteri per cui la velocità di stampa può raggiungere i 78 000 caratteri al minuto primo.

— Lettore-perforatore che oltre ad avere la capacità di leggere, è in grado di perforare 150 schede al minuto primo corrispondenti, al massimo, a 1200 parole al minuto primo.

Per l'esecuzione dei calcoli relativi al sistema in oggetto, è stato adottato, sul calcolatore, un sistema che permette di operare sui valori interessati al calcolo con il metodo a « virgola mobile », al fine di poter utilizzare costantemente otto cifre significative, qualunque sia l'entità del numero.

I risultati ottenuti dal calcolatore oltre ad essere stampati, vengono pure perforati su schede e, in un secondo

Risulta da questo evidente che l'adozione dei mezzi ora descritti, non solo costituisce un notevole risparmio di tempo, ma rende possibile l'esecuzione di calcoli che non potrebbero essere affrontati con i mezzi normali.

Il sistema di calcolo in argomento è una conferma di queste possibilità, in quanto la sua esecuzione da parte di un calcolatore-uomo richiederebbe all'incirca un lavoro di 6 mesi.

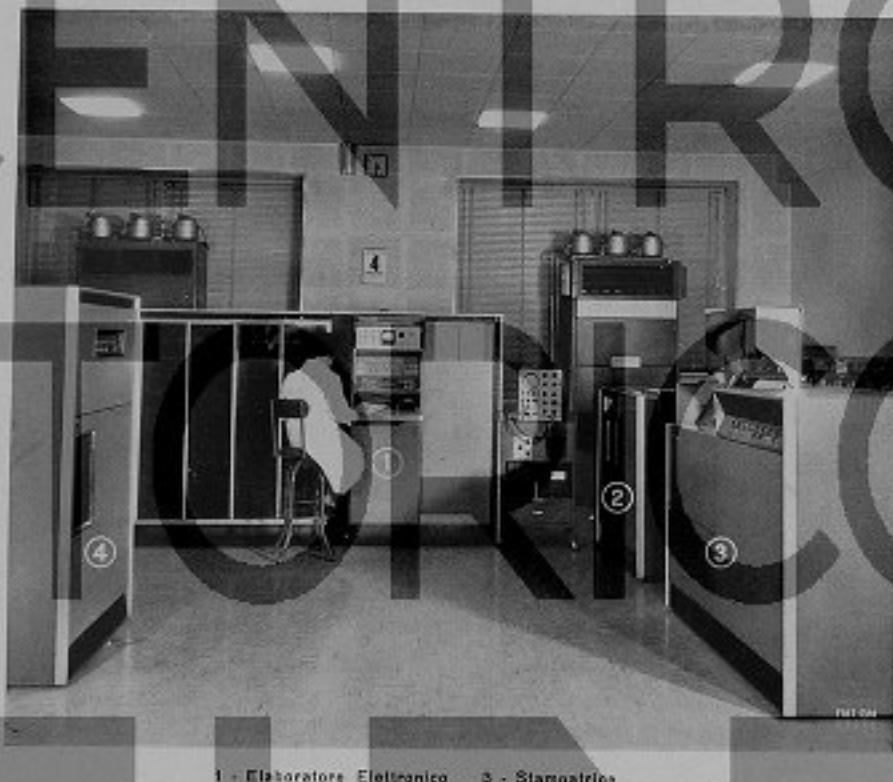


Fig. 5 - Il Centro di Calcolo della Centrale Calcoli Elettronici.

tempo, diagrammati mediante un diagrammatore elettrico o « data-plotter », costituito da un lettore di schede con capacità di lettura di circa 100 schede al minuto primo, e dal diagrammatore propriamente detto (fig. 6).

Questo mezzo dà la possibilità di esaminare in breve tempo i risultati ottenuti e quindi di stabilire rapidamente le eventuali modifiche al sistema di iniezione.

Il diagramma riportato a pagina 44 è un esempio di quanto si può ottenere con il diagrammatore.

E' stato valutato, in prima approssimazione, che questi mezzi hanno mediamente una velocità di elaborazione circa 500 volte superiore a quella che si può ottenere con i normali mezzi di calcolo, e cioè che per compiere il lavoro svolto dal Calcolatore Elettronico in un'ora, sarebbero necessari, ad un calcolatore-uomo, circa tre mesi.

Conclusioni.

In base alle considerazioni riportate nel presente articolo, si può concludere che il nuovo metodo di calcolo è un valido mezzo per l'indagine sull'influenza che i vari organi dell'apparato esercitano sul fenomeno dell'iniezione del combustibile nei motori veloci.

Esso è notevolmente più complesso dei sistemi di calcolo sin'ora adottati, ma la maggiore complicazione viene compensata dalla chiarezza di vedute con la quale è possibile, mediante la sua adozione, eseguire il proporzionamento dei vari organi costituenti l'apparato di iniezione.

L'esecuzione dei calcoli con il Calcolatore Elettronico e il tracciamento dei grafici con il diagrammatore, non soltanto costituiscono l'unico mezzo che rende possibile l'adozione del sistema in argomento, ma riducono notevol-

mente sia il tempo che il costo relativi alla fase di calcolo per la progettazione di un apparato,

considerare i parametri ora trascurati in base alle ipotesi semplificative.

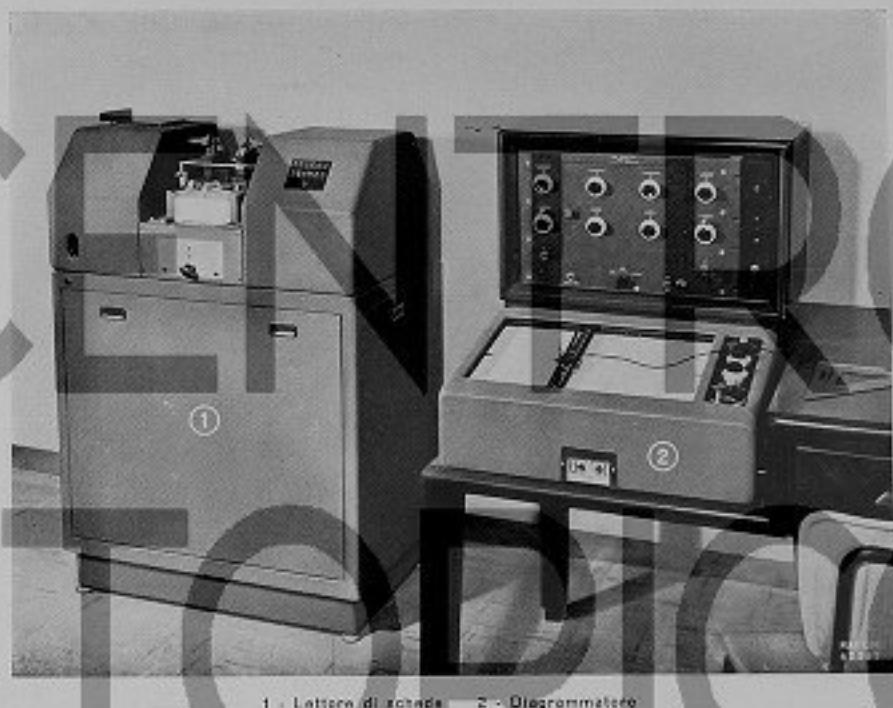


Fig. 6 - Il Diagrammatore in dotazione al Centro di Calcolo.

I risultati ottenibili con l'adozione del nuovo metodo di calcolo, anche se ancora non perfettamente aderenti a quanto si verifica in pratica, possono essere considerati soddisfacenti specialmente se si tiene presente la notevole complessità del fenomeno sotto indagine.

A questo proposito sono però in fase di sviluppo degli ulteriori perfezionamenti, consistenti principalmente nel

Collaborazione.

La C.C.E. ha provveduto alla programmazione del metodo di calcolo e all'esecuzione dei calcoli necessari alla messa a punto del sistema.

Il Reg. Emanuele Martinat ha collaborato allo sviluppo del sistema di calcolo per l'applicazione sul Calcolatore Elettronico.

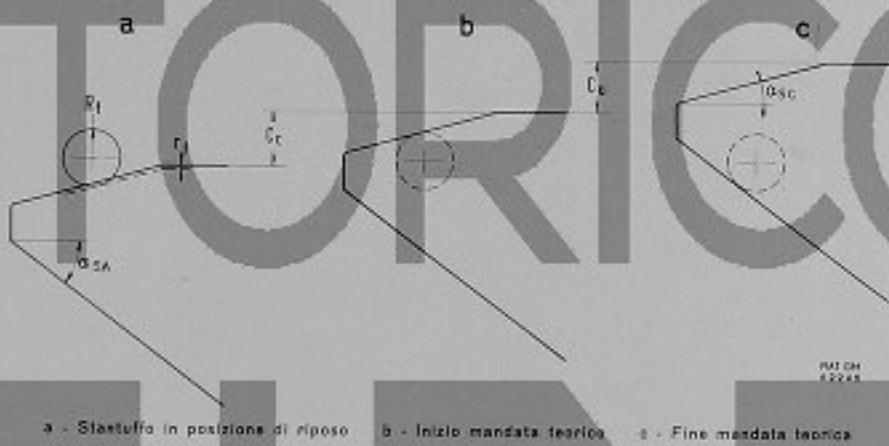
Appendice I

Determinazione delle equazioni relative alle funzioni dipendenti dalle caratteristiche geometriche dell'apparato di iniezione.

Nei paragrafi relativi all'impostazione dei sistemi di calcolo alla pompa del combustibile e al polverizzatore e precisamente alle pagine 38 e 41, è detto che alcune delle funzioni interessate al fenomeno sono tra di esse legate da equazioni dipendenti esclusivamente dalle caratteristiche geometriche degli organi costituenti l'apparato di iniezione.

1) Equazione della sezione di efflusso A_s allo sfogo della pompa del combustibile.

La determinazione dell'equazione della sezione di efflusso A_s allo sfogo della pompa del combustibile, viene eseguita separatamente per le due fasi di chiusura e di apertura dei fori di alimentazione e di rifiusso, fasi che



a - Stantuffo in posizione di riposo b - Inizio mandata teorica c - Fine mandata teorica

Fig. 7 - Posizioni relative stantuffo pompante-fori di alimentazione e rifiusso.

In particolare è stato osservato che:

- 1) La sezione di efflusso A_s allo sfogo della pompa del combustibile è funzione della posizione dello stantuffo pompante e dipende quindi dalla sua corsa S_{sp} .
- 2) La sezione di efflusso A_{ex} tra valvola di mandata e relativa sede è funzione della corsa S_v della valvola stessa.
- 3) La sezione di efflusso A_{es} tra lo spillo del polverizzatore e la sua sede è funzione della corsa S_s dello spillo.

Le equazioni che legano tra loro i parametri ora accennati, già riportate nel testo, sono state sviluppate come è indicato nel seguito, dando loro l'impostazione più adatta per lo svolgimento dei calcoli mediante il Calcolatore-Elettronico.

corrispondono rispettivamente all'inizio e alla fine della manda, alla pompa del combustibile.

Oltre a quelli già noti verranno usati i seguenti simboli, indicati pure nello schema di figura 7.

- R_f = raggio dei fori di alimentazione e di rifiusso;
- r_f = ricoprimento iniziale dei fori di alimentazione e di rifiusso, da parte dello stantuffo pompante nella sua posizione di riposo;
- C_c = corsa per chiusura fori;
- C_e = corsa di pompata utile;
- α_0 = inclinazione dell'elica sullo stantuffo pompante, relativa all'inizio mandata;
- α_{se} = inclinazione dell'elica sullo stantuffo pompante, relativa alla fine della manda;
- N_{sa} = numero fori di alimentazione;
- N_{sr} = numero fori di rifiusso.

a) Fase di inizio mandata (chiusura fori)

Verrà fatto riferimento allo schema di figura 8.

Viene considerato l'istante t , generico, in cui lo stantuffo pompante ha effettuato una corsa S_{sp} , minore di C_e (ved. anche figura 7).

Indicando con h la saetta del segmento circolare coperto da parte dello stantuffo si può scrivere:

$$h = (S_{sp} + r_f) \cos \alpha_{se}$$

D'altra parte, la sezione A_s può essere espressa con:

$$A_s = \pi R_t^2 \left(1 - \frac{\varphi}{180} \right) + 2 \cdot \frac{1}{2} R_t^2 \sin \varphi \cos \varphi$$

E' inoltre noto che $\cos \varphi = \frac{R_t - h}{R_t}$ e

$$\sin \varphi = \frac{1}{R_t} \sqrt{R_t^2 - (R_t - h)^2}$$

Sostituendo le espressioni di h , $\cos \varphi$ e $\sin \varphi$ in quella di A_s , e tenendo conto del numero dei fori si ottiene, con facili passaggi:

$$A_s = \frac{N_{se} \pi R_t^2}{180} \left[180 - \arccos \left(\frac{\cos \alpha_{se}}{R_t} \left(\frac{R_t}{\cos \alpha_{se}} - S_{sp} - r_f \right) \right) \right] + \\ + N_{se} \cos^2 \alpha_{se} \left(\frac{R_t}{\cos \alpha_{se}} - S_{sp} - r_f \right) \left(\frac{R_t}{\cos \alpha_{se}} \right)^2 - \\ - \left(\frac{R_t}{\cos \alpha_{se}} - S_{sp} - r_f \right)^2 \frac{1}{2}$$

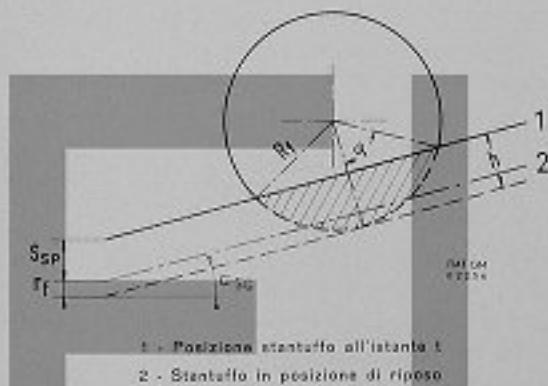


Fig. 8 - Schema stantuffo pompante-fori, in fase di inizio mandata.

b) Fase di fine mandata (apertura fori).

Analogamente alla fase precedente, verrà effettuata la determinazione dell'equazione di A_s , facendo ora riferimento allo schema di figura 9.

Preso in considerazione l'istante t , al quale lo stantuffo pompante ha effettuato la corsa S_{sp} , maggiore di $(C_e + C_u)$ (ved. fig. 9), viene indicata con h la saetta del segmento circolare scoperto dalla stantuffo. Sarà:

$$h = (S_{sp} - C_e - C_u) \cos \alpha_{se}$$

Inoltre, anche in questo caso, si ha:

$$\cos \varphi = \frac{R_t - h}{R_t}, \text{ e } \sin \varphi = \frac{1}{R_t} \sqrt{R_t^2 - (R_t - h)^2}$$

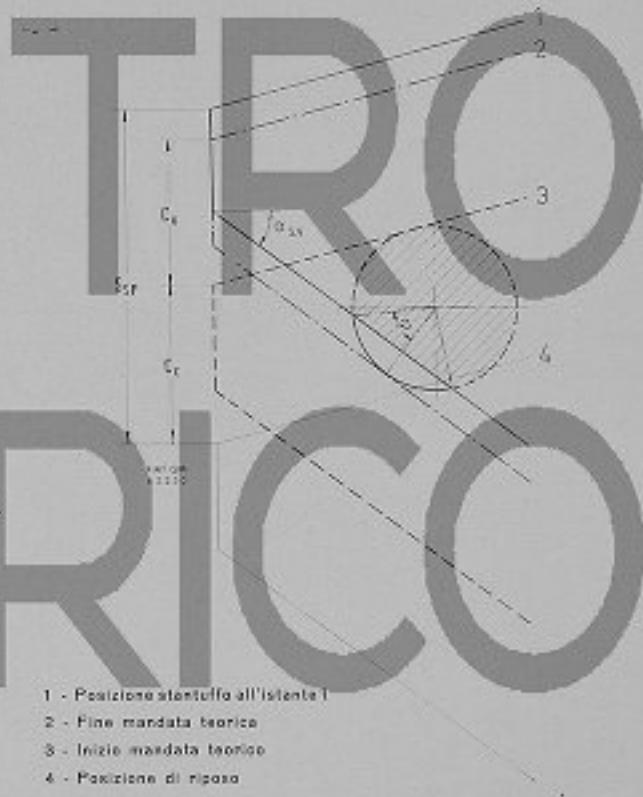


Fig. 9 - Schema stantuffo pompante-fori, in fase di fine mandata.

L'espressione di A_s sarà invece:

$$A_s = \pi R_t^2 \frac{\varphi}{180} - (R_t - h) R_t \sin \varphi$$

Con le sostituzioni effettuate per la fase precedente, si ottiene:

$$A_s = \frac{N_{se} \pi R_t^2}{180} \arccos \left(\frac{\cos \alpha_{se}}{R_t} \left(\frac{R_t}{\cos \alpha_{se}} + C_e + C_u - S_{sp} \right) \right) - \\ - N_{se} \cos^2 \alpha_{se} \left(\frac{R_t}{\cos \alpha_{se}} + C_e + C_u - S_{sp} \right) \left(\frac{R_t}{\cos \alpha_{se}} \right)^2 - \\ - \left(\frac{R_t}{\cos \alpha_{se}} + C_e + C_u - S_{sp} \right)^2 \frac{1}{2}$$

Deve essere osservato che le due espressioni di A_s , ricavate, dipendono esclusivamente, fatta eccezione per S_{sp} , dalle caratteristiche geometriche del pompante e dei

fori di alimentazione e riflusso e possono essere entrambe scritte sotto la forma:

$$A_s = K_1 \left| K_2 - \arccos \left[K_3 (K_4 - S_{sp}) \right] \right| + \\ + K_5 (K_4 - S_{sp}) \sqrt{\left(\frac{1}{K_3} \right)^2 - (K_4 - S_{sp})^2}$$

se i coefficienti K vengono così assunti:

| | Chiusura fori (Inizio mandata) | Apertura fori (Fine mandata) |
|----------------|---|---|
| K ₁ | N _{sc} $\frac{\pi R_f^2}{180}$ | - N _{sc} $\frac{\pi R_f^2}{180}$ |
| K ₂ | 180 | 0 |
| K ₃ | $\frac{\cos \alpha_e}{R_f}$ | $\frac{\cos \alpha_e}{R_f}$ |
| K ₄ | $\frac{R_f}{\cos \alpha_e} - r_f$ | $\frac{R_f}{\cos \alpha_e} + C_c + C_u$ |
| K ₅ | N _{sc} $\cos^2 \alpha_e$ | - N _{sc} $\cos^2 \alpha_e$ |

Per il sistema di calcolo è stata adottata l'equazione di A_s sopra scritta, in quanto, agli effetti della programmazione, presenta il vantaggio di essere valida per entrambe le fasi di inizio e di fine della mandata.

Il calcolo di A_s è però ancora subordinato alle seguenti condizioni:

- per $(S_{sp} + r_f) \leq 0$; A_s = N_{sc} πR_f^2 . Questo caso si può verificare quando, nella condizione di riposo, il bordo superiore dello stantuffo pompante è al disotto del bordo inferiore dei fori e cioè quando r_f è negativo (ved. schema a di fig. 7);
- per $C_c < S_{sp} \leq (C_c + C_u)$; A_s = 0. Questo caso si verifica nella fase di pompata in cui i fori sono ovviamente chiusi (ved. schema b di fig. 7);
- per A_s > A_{th}; A_s = A_{th}. Con A_{th} = N_{sc} l_p h. Caso che si verifica nella fase di fine mandata, quando la sezione di passaggio relativa alle fresature verticali nello stantuffo pompante, è inferiore alla sezione attraverso ai fori di riflusso (ved. fig. 10).

2) Equazione della sezione di efflusso A_{sv}, fra valvola di mandata e relativa sede.

La determinazione di questa equazione ha lo scopo, come già è stato accennato, di definire le condizioni di correlazione della sezione di efflusso A_{sv} tra la valvola di mandata e la sua sede, con la corsa S_v di detta valvola.

Si farà riferimento allo schema di figura 11 adottando i seguenti nuovi simboli:

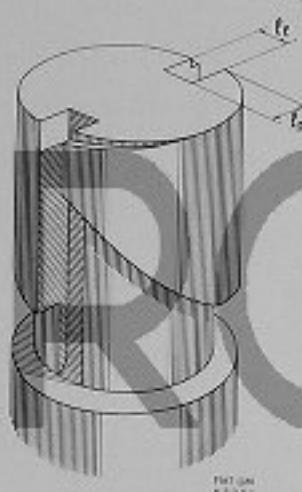


Fig. 10 - Stantuffo pompante. Dimensioni della sezione minima di efflusso, relativa alla fine mandata.

D_b = diametro di tenuta del collare di decompressione;
C_c = corsa di decompressione;
alpha_e = inclinazione della sede conica di tenuta.

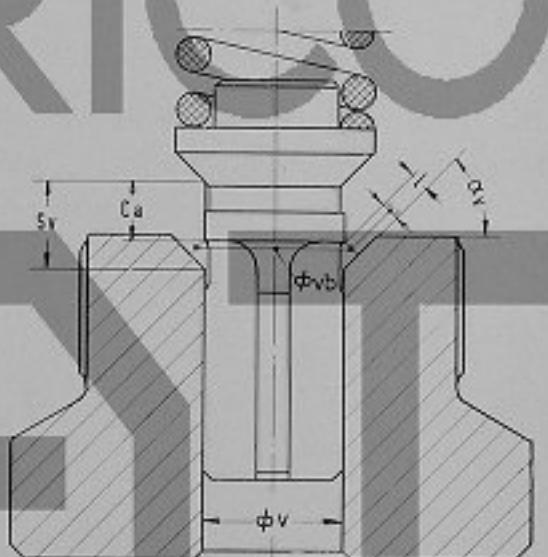


Fig. 11 - Schema della valvola di mandata.

L'area della sezione di passaggio A_{sv} è:

A_{sv} = pi D_{vb} l (vedi fig. 11) in cui l = (S_v - C_c) cos alpha_v e D_{vb} = D_b + l sen alpha_v. Sostituendo le due ultime espressioni in quella di A_{sv}, risulta:

$$A_{sv} = \frac{\pi}{2} \sin 2\alpha_v \cos \alpha_v S_v^2 + (\phi_b - C_c \sin 2\alpha_v) \pi \cos \alpha_v S_v + \\ + \left(\frac{C_c}{2} \sin 2\alpha_v - \phi_b \right) \pi C_c \cos \alpha_v$$

L'equazione programmata sul calcolatore è:

$$A_{ev} = aS_e^2 + bS_e + c \quad \text{con}$$

$$a = \frac{\pi}{2} \sin 2\alpha_e \cos \alpha_e$$

$$b = \pi \cos \alpha_e (\phi_e - C_e \sin 2\alpha_e)$$

$$c = \pi \left(\frac{C_e}{2} \sin 2\alpha_e - \phi_e \right) C_e \cos \alpha_e$$

— per $S_e \leq C_e$; $A_{ev} = 0$. In queste condizioni l'equazione determinata darebbe valori di A_{ev} negativi;

— per $A_{ev} > A_{tr}$, $A_{ev} = A_{tr}$, in cui A_{tr} è la sezione di passaggio nel gambo della valvola.

3°) Equazione della sezione di efflusso A_{es} , tra lo spillo del polverizzatore e la sua sede.

La determinazione dell'equazione della sezione A_{es} , ha lo scopo di definire la condizione di correlazione che essa ha con la corsa dello spillo S_e .

I nuovi simboli adottati, indicati anche sullo schema di figura 12, sono:

ϕ_{cb} = diametro del condotto sotto lo spillo;

x_{sp} = inclinazione della sede dello spillo.

La sezione minima di efflusso, tra spillo e sede è:

$$A_{es} = \pi \phi_{cb} l \quad \text{con}$$

$$l = S_e \cos x_{sp} \quad \text{e} \quad \phi_{cb} = \phi_e - l \sin x_{sp} \quad (\text{vedi fig. 12})$$

Mediante la sostituzione nell'equazione di A_{es} , delle due ultime espressioni, si ottiene:

$$A_{es} = \pi \phi_e \cos x_{sp} S_e - \pi \sin 2x_{sp} \cos x_{sp} S_e^2$$

L'equazione adottata nel sistema di calcolo è:

$$A_{es} = AS_e^2 + BS_e \quad \text{con}$$

$$A = \pi \sin 2x_{sp} \cos x_{sp}$$

$$B = -\pi \phi_e \cos x_{sp}$$

Questa equazione non richiede condizioni limitative in quanto la corsa massima dello spillo è sempre di entità tale da realizzare tra spillo e sede, una sezione di efflusso inferiore a quella del condotto sotto lo spillo.

Appendice II

Metodo approssimato per il calcolo del ciclo indicato.

Uno degli elementi che, sui motori veloci, influiscono in modo abbastanza sensibile sull'andamento dei fenomeni riguardanti l'iniezione del combustibile, è la contropressione generata, a valle dei fori di iniezione, dalle pressioni esistenti nella camera di combustione.

Per tenere conto di questo effetto, è stato introdotto nel sistema di calcolo, un metodo approssimato per determinare le pressioni del ciclo indicato.

Questo metodo, che per quanto riguarda la fase di compressione dell'aria non presenta ovviamente delle difficoltà, è basato, per la fase di combustione, su delle

elaborazioni di cicli indicati rilevati, dalle quali è stata dedotta una equazione della velocità di combustione.

Il ritardo di accensione del combustibile iniettato, viene determinato adottando i criteri di calcolo che sono stati oggetto di un breve articolo comparso sul Bollettino Tecnico n. 4 del 1956 a pagina 113. Tali criteri stabiliscono che il ritardo di accensione è funzione della pressione e della temperatura dell'aria, secondo una equazione determinata da H. H. Wolter, e dipende, in particolare, dai valori di pressione e temperatura che si hanno nel punto medio del ritardo di accensione stesso.

Nella trattazione relativa a questa parte del calcolo, verranno usati i seguenti simboli:

- Cilas = cilindrata del cilindro motore;
- V_{cc} = volume della camera di combustione;
- p_0 = rapporto di compressione del cilindro motore;
- n_m = velocità di rotazione del motore;
- λ_m = rapporto tra lunghezza della biella e raggio di manovella;
- α_i = angolo di inizio moto dello stantuffo pompante, prima del P.M.S.;
- I = pressione di inizio compressione;
- T_0 = temperatura di inizio compressione;
- k_{ad} = esponente dell'adiabatica di compressione;
- k_{ae} = esponente dell'adiabatica di espansione;
- T_c = temperatura interno cilindro;
- p_c = pressione interno cilindro;
- Z = ritardo di accensione;
- α_m = posizione angolare della manovella rispetto al P.M.S.;
- A_{sm} = area dello stantuffo motore;
- C_{sm} = corsa dello stantuffo motore relativa ad α_m ;
- C_{max} = corsa massima dello stantuffo motore;
- t_i = istante di inizio alzata spillo e di inizio iniezione;
- t_a = istante in cui avviene l'accensione;
- Q_i = calorie emesse dalla combustione;
- Q_l = calorie latenti nel combustibile introdotto;
- λ_g = rapporto ponderale aria/gas combusti;
- T_k = temperatura media delle pareti della camera di combustione;
- G_i = peso della carica iniziale nel cilindro motore;
- Q_i = calorie corrispondenti ai gas combusti contenuti in G_i ;
- P_{rea} = potere calorifico inferiore;
- S_e = rapporto stechiometrico;
- φ_e = rapporto tra volume iniziale e volume all'istante t_i nel cilindro motore;
- A_e = equivalente termico del lavoro;
- U = energia contenuta dal fluido;
- L = lavoro;
- R_g = costante universale dei gas;
- V_f = volume del fluido nel cilindro motore;
- G_f = peso del fluido contenuto nel cilindro.

Il calcolo della pressione e della temperatura all'interno del cilindro avviene nel modo seguente.

Nella fase iniziale, sino all'inizio dell'apertura dello spillo, vengono determinati i valori di p_c e T_c in base alla legge di compressione adiabatica. Dall'istante citato di apertura dello spillo, viene introdotto il calcolo del

ritardo di accensione. In questo modo si determina l'istante di accensione, istante dal quale viene adottata per il calcolo di p_c , l'equazione citata all'inizio di questa appendice. Tale equazione viene utilizzata sino al termine della combustione, dopo di che il calcolo viene ripreso con l'equazione dell'espansione adiabatica.

Verrà ora riportato il procedimento suddiviso in quattro fasi:

- fase di compressione (spillo del polverizzatore chiuso);
- fase di compressione (spillo del polverizzatore aperto - calcolo del ritardo di accensione);
- fase di combustione;
- fase di espansione.

1) Compressione (spillo chiuso) (fig. 13-a)

Per questa prima fase è necessario tenere presente che l'origine della variabile indipendente t , è stata fatta coincidere, nel sistema di calcolo, con l'istante di inizio del moto dello stantuffo della pompa del combustibile. Ne consegue che all'istante t , al quale corrisponde un angolo di rotazione della manovella $\alpha = 6n_m t$, la posizione della manovella rispetto al suo P.M.S. è:

$$\alpha_m = 6n_m t - \alpha_i$$

ricordando che α_i è l'angolo di inizio del moto dello stantuffo pompante prima del P.M.S.

La pressione dovuta alla compressione adiabatica è: $p_c = I p_0$ dove il valore di p_0 è ovviamente dipendente dalla posizione dello stantuffo motore.

All'istante t , cui corrisponde la posizione angolare della manovella α_m , si avrà che:

$$\varphi_e = \frac{\text{Cilas} + V_{cc}}{V_{cc} + A_{sm} C_{sm}}$$

Ricordando che:

$$A_{sm} = \frac{\text{Cilas}}{C_{max}} \quad \text{e} \quad p_0 = \frac{\text{Cilas} + V_{cc}}{V_{cc}} \quad \text{risulta:}$$

$$p_0 = \frac{p_c}{1 + (\varphi_e - 1) \frac{C_{sm}}{C_{max}}}$$

D'altra parte è noto che:

$$\frac{C_{sm}}{C_{max}} = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \alpha_m - \lambda_m - \sqrt{\lambda_m^2 - \sin^2 \alpha_m} \right)$$

Da quanto ora ricavato si ottiene che:

$$p_c = 2 p_0 \left[2 + (\varphi_e - 1) \left| 1 - \cos (6n_m t - \alpha_i) + \right. \right. \\ \left. \left. + \lambda_m - \sqrt{\lambda_m^2 - \sin^2 (6n_m t - \alpha_i)} \right|^2 \right]$$

Note p_a si potranno calcolare p_e e T_e con le:

$$p_e = k_{ad} p_a$$

$$T_e = T_a \frac{(k_{ad}-1)}{k_{ad}}$$

2) Ritardo di accensione (spillo aperto) (fig. 13b)

In questa seconda fase, i valori di pressione p_e e temperatura T_e nell'interno del cilindro, vengono determinati con le stesse equazioni adottate per la fase precedente, dopo aver controllato che il tempo t di calcolo sia inferiore al tempo t_s di accensione, determinato con:

$t_s = t_i + Z$ dove t_i è l'istante di inizio iniezione e Z il ritardo di accensione, dato dalla:

$$Z = \frac{K_e}{p_{e,a}^{Ex}} e^{\frac{H_e}{T_{e,a}}} \text{ con:}$$

K_e , E_e e H_e = costanti;

e = base dei logaritmi naturali;

$T_{e,a}$, $p_{e,a}$ = pressione e temperatura nel cilindro all'istante $t_i + \frac{Z}{2}$.

Questa formula è stata ricavata da H. H. Woller in base alla teoria delle reazioni a catena di Semenoff. I coefficienti costanti dipendono dalle caratteristiche del combustibile.

In base a quanto già accennato, e cioè che il ritardo di accensione Z è funzione dei valori di $p_{e,a}$ e $T_{e,a}$ relativi all'istante $t_i + \frac{Z}{2}$ (punto medio del ritardo di accensione), il calcolo viene condotto determinando all'istante t , i valori di $p_{e,a}$ e $T_{e,a}$, relativi al tempo $\frac{t+t_s}{2}$, e il corrispondente valore di Z .

Se il tempo di calcolo t risulta inferiore a $(t_s + Z)$, p_e e T_e vengono calcolati con le equazioni usate per la 1^a fase. Se viceversa il tempo t è uguale o maggiore al tempo $(t_s + Z)$, viene introdotta l'equazione relativa alla fase di combustione.

3) Combustione (fig. 13c)

La determinazione della pressione p_e e della temperatura T_e nella fase di combustione, è basata, come è stato accennato all'inizio di questa appendice, su una equazione di velocità di combustione, determinata sperimentalmente.

Dall'elaborazione di cicli indicati rilevati, per i quali era nota la legge di introduzione del combustibile, è stata determinata una funzione che mette in correlazione la velocità di emissione di calore per effetto della combustione (sotto la forma $\frac{dQ_e}{dt}$) con:



a - Compressione (spillo chiuso) c - Combustione
b - Compressione (spillo aperto) d - Espansione

Fig. 13 - Fasi per il calcolo del ciclo indicato.

- le calorie introdotte nel cilindro sotto forma di combustibile (Q_i);
- le condizioni di purezza del mezzo in cui il combustibile viene iniettato (espresso dal valore di λ_c , rapporto tra peso di aria e peso di gas combusti);
- le condizioni di pressione e temperatura nella camera di combustione (espresso da T_c).



Fig. 14 - Funzione sperimentale della velocità di combustione.

In particolare, è stata determinata sperimentalmente la funzione:

$$\frac{dQ_i}{dt} / Q_i = f(\lambda_c; T_c) \quad \text{che è risultata del tipo riportato nel grafico di figura 14.}$$

Naturalmente, è assai probabile che altri parametri, oltre a quelli considerati, intervengano a determinare il fenomeno di combustione, parametri di cui non si è tenuto conto. Tuttavia, per i tipi di motori ad iniezione diretta da noi costruiti, la funzione determinata in base all'esame dei cicli indicati rilevati, ha dimostrato una validità pressoché generale.

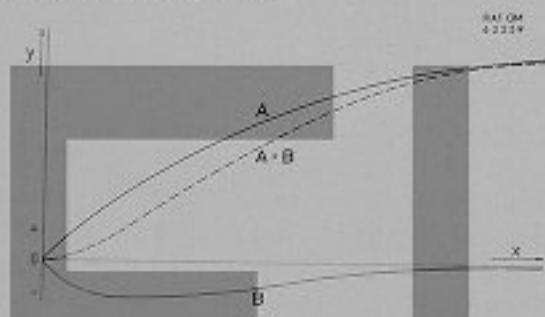


Fig. 15 - Funzioni componenti l'equazione di velocità di combustione.

La funzione è stata tradotta in espressione matematica come somma delle curve A e B riportate nel grafico di figura 15, che sono del tipo:

Curva A

$$y = \xi_t = \frac{\mu_q}{\eta_q + x}$$

Curva B

$$y = -\beta_q x^3 + \gamma_q x^2 + \delta_q x$$

$$x^4 + \alpha_q$$

Ne risulta da queste la funzione:

$$\frac{dQ_i}{dt} = Q_i \left\{ \xi_t - \frac{\mu_q}{\eta_q + (\lambda_c - 1) T_c} - \frac{\beta_q [(\lambda_c - 1) T_c]^3 + \gamma_q [(\lambda_c - 1) T_c]^2 + \delta_q (\lambda_c - 1) T_c^2}{\alpha_q + (\lambda_c - 1) T_c^4} \right\}$$

con ξ_t , μ_q , η_q , α_q , β_q , γ_q , δ_q , λ_c costanti.

Con questa equazione è possibile, noti i valori λ_c , T_c e Q_i relativi all'istante di calcolo t , determinare la velocità di combustione dQ_i/dt e conoscere per l'intervalle di calcolo Δ_t , le calorie liberate, con la:

$$\Delta Q_i = \frac{dQ_i}{dt} \Delta_t$$

Questa determinazione è ammessa ovviamente per intervalli di calcolo Δ_t , molto piccoli, condizione quest'ultima che permette pare di calcolare il ΔQ_i con i valori λ_c , T_c e Q_i , relativi al tempo di calcolo $t - \Delta_t$, il che costituisce una notevole semplificazione. Nota ΔQ_i , relativo all'intervalle Δ_t , viene determinata la quantità di calore ceduto al fluido contenuto nel cilindro con l'equazione:

$$\Delta Q_e = \Delta Q_i [1 - (T_c - T_b) P_q]$$

Questa equazione tiene conto, in modo approssimato, del calore dissipato attraverso le pareti della camera di combustione, considerato proporzionale al salto di temperatura fluido-pareti secondo un coefficiente P_q determinato anch'esso sperimentalmente.

Per la determinazione di p_c e T_c , in questa terza fase, si procede nel modo seguente.

Si calcolano inizialmente i valori di λ_c e Q_i con:

$$\lambda_c = \frac{G_{sc} P_{occ} - Q_i}{(Q_{sc} + Q_i) S_k}$$

$$Q_i = q_{sc} \gamma P_{occ}$$

e, in base alle equazioni precedentemente riportate, si determinano ΔQ_i e Q_i . Se Q_i risulta maggiore di Q_i , il che starebbe ad indicare che tutto il combustibile introdotto è già bruciato, si passa al calcolo di p_c e T_c relativi alla fase di espansione. Se viceversa Q_i risulta uguale o minore di Q_i , e cioè la combustione è ancora in corso, si prosegue calcolando il calore specifico a volume costante (C_{sc}) e le calorie cedute al fluido ΔQ_e con le equazioni:

$$C_{sc} = \alpha_{sc} + T_c (\beta_{sc} - \gamma_{sc} T_c) + \frac{1}{\lambda_c} \left[C_{1sc} + T_c (C_{2sc} - C_{3sc} T_c) - \frac{C_{4sc} - T_c (C_{5sc} - C_{6sc} T_c)}{\lambda_c} \right]$$

$$\Delta Q_e = \Delta Q_i [1 - (T_c - T_b) P_q]$$

Anche per la determinazione di C_v e ΔQ_e si è considerato ammissibile adottare al tempo t , il valore T_{t+1} in base alle considerazioni fatte in precedenza a questo riguardo. Noti ΔQ_e e C_v risulta facile la determinazione di p_e e T_e . Infatti dalla: $dQ = dU + A_e dL$ dove:

$$dU = G_e C_v dT_e \quad \text{e}$$

$$A_e dL = A_e p_e dV_t \quad \text{e sapendo dalla: } p_e V_t = G_e R_g T_e \quad \text{che:}$$

$$G_e dT_e = \frac{1}{R_g} (p_e dV_t + V_t dp_e) \quad \text{e cioè che:}$$

$$dU = \frac{C_v}{R_g} (p_e dV_t + V_t dp_e) \quad \text{si ottiene:}$$

$$dQ_e = \frac{C_v}{R_g} (p_e dV_t + V_t dp_e) + A_e p_e dV_t$$

In forma finita, considerando ancora accettabili le ammissioni fatte in relazione all'entità dell'intervalllo di calcolo Δt_k , si può scrivere:

$$\Delta Q_e = \frac{C_v}{R_g} \left[\frac{p_e + p_{k+1}}{2} (V_{t_k} - V_{t_{k+1}}) + \frac{V_{t_k} + V_{t_{k+1}}}{2} (p_e - p_{k+1}) \right] + A_e \frac{p_e + p_{k+1}}{2} (V_{t_k} - V_{t_{k+1}})$$

Da quest'ultima, risolvendo in p_e e ricordando che $V_{t_k} = f(p_k)$ e $V_{t_{k+1}} = f(p_{k+1})$, si ottiene con semplici trasformazioni algebriche:

$$p_e = \frac{\left[\left(\frac{C_v}{R_g} + A_e \right) p_k - \frac{A_e}{2} p_{k+1} \right] p_{k+1} + \Delta Q_e \frac{p_k p_{k+1}}{p_e \text{ Cilas}} (p_e - 1)}{\left(\frac{C_v}{R_g} + A_e \right) p_{k+1} - \frac{A_e}{2} p_k}$$

La temperatura T_e viene determinata dalla:

$$p_e V_t = G_e R_g T_e \quad \text{ottenendo:}$$

$$T_e = \frac{p_e \text{ Cilas} p_e}{R_g p_k (p_e - 1) \left(C_v + \frac{Q_e}{P_{\text{Cilas}}} \right)}$$

4°) Espansione (fig. 13d).

Quando le calorie Q_e emesse per mezzo della combustione, risultano superiori alle calorie Q_e introdotte sotto forma di combustibile, e cioè la combustione è terminata, il calcolo procede con la determinazione di p_e e T_e mediante le equazioni dell'espansione adiabatica, assumendo come condizioni iniziali, all'istante t , i valori p_{k+1} , T_{k+1} e $V_{t_{k+1}}$ relativi all'istante $(t - \Delta t_k) = t_{k+1}$.

In base a queste assunzioni risulta che:

$$p_e = \frac{V_{t_{k+1}}}{V_t} \quad \text{per cui} \quad p_e = p_{k+1} \left(\frac{V_{t_{k+1}}}{V_t} \right)^{k_{\text{adiab}}}$$

Ricordando però la relazione per cui $V_t = f(p_e)$ e $V_{t_{k+1}} = f(p_{k+1})$ risulta:

$$p_e = p_{k+1} \left(\frac{p_e}{p_{k+1}} \right)^{k_{\text{adiab}}}$$

Analogamente per T_e si avrà:

$$T_e = T_{k+1} \left(\frac{p_e}{p_{k+1}} \right)^{(k_{\text{adiab}}-1)}$$

Il sistema di calcolo ora descritto, anche se non è ancora in grado di riprodurre con fedeltà il fenomeno della combustione dal punto di vista quantitativo, presenta dei notevoli vantaggi, in quanto permette di indagare qualitativamente sull'influenza reciproca dei fenomeni di iniezione e di combustione.

Lo studio per la messa a punto di questo sistema di calcolo è tuttora in corso e non appena possibile verrà data veste tipografica in queste pagine ai risultati che, in base a quanto sinora si è potuto constatare, si preannunciano di notevole interesse.

Appendice III

Sviluppo del sistema di calcolo alla pompa del combustibile e impostazione sul Calcolatore Elettronico.

Nella trattazione riportata nel testo, al paragrafo relativo all'impostazione del sistema di calcolo alla pompa del combustibile, viene fatto cenno alle difficoltà di risoluzione di detto sistema, difficoltà che hanno condotto alla adozione del metodo di elaborazione per intervalli finiti, giustificata dalla possibilità di adottare intervalli di calcolo piccoli.

Deve essere però osservato che il sistema matematico in forma finita non è ancora facilmente risolvibile, in quanto esso darebbe origine a delle equazioni di grado molto elevato che renderebbero molto laboriosa la determinazione delle radici.

Si è quindi adottato un sistema di calcolo per iterazioni che è risultato assai agevole per l'impostazione sul calco-

latore e di esecuzione soddisfacentemente rapida. Viene qui trascritto, per comodità, il sistema matematico relativo alla parte di calcolo in argomento, con le equazioni in forma finita.

Si ricorda che il passo di calcolo è indicato con il simbolo Δ_{t} e che le funzioni differenziali, in forma finita, possono in generale essere espresse con:

$$\frac{d}{dx} f(y) = \frac{\Delta f(y)}{\Delta x} = \frac{f(y_n) - f(y_{n-1})}{\Delta x} \quad [1]$$

$$v_{sp} = \alpha t^2 + \beta t + \psi \quad [2]$$

$$A_s = aS_v^2 + bS_v + c \quad [2]$$

$$A_s = K_1 / K_2 - \arccos \left[K_3 (K_4 - S_{sp}) \right] + \frac{K_5 (K_4 - S_{sp})}{K_3^2 - (K_4 - S_{sp})^2} \quad [3]$$

$$A_{sp} v_{sp} = A_s p_s \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_{ca}) + \frac{A_s}{\Delta_{\text{t}}} (S_v - S_{v,n-1}) + \frac{V_c - A_{sp} S_{sp}}{\varepsilon \Delta_{\text{t}}} (p_s - p_{ca,n-1}) + A_{sp} p_{ca}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_c)} \quad [4]$$

$$A_s p_s \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_{ca})} = \frac{V_{ca}}{\varepsilon \Delta_{\text{t}}} (p_{ca} - p_{ca,n-1}) + \frac{A_s g}{\gamma v_s} (p_{ca} - p_c) \quad [5]$$

$$\frac{A_s}{\Delta_{\text{t}}} (S_v - S_{v,n-1}) + A_{sp} p_{ca} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_c)} = \frac{V_c}{\varepsilon \Delta_{\text{t}}} (p_s - p_{ca,n-1}) + \frac{A_s g}{\gamma v_s} (p_s - p_c) \quad [6]$$

$$A_s p_s = A_s p_c + k_s + r_s S_v + \frac{m_s}{\Delta_{\text{t}} t^2} (S_v - 2S_{v,n-1} + S_{v,n-2}) \quad [7]$$

$$p_{ca} = p_{ca} + p_{ca} + p_{ca} \quad [8]$$

$$p_s = p_s + p_r + p_e \quad [9]$$

Durante la messa a punto del sistema di calcolo, è risultato conveniente adottare come parametri di iterazione le pressioni p_{ca} nella camera di alimentazione e p_s nella camera di pompata. Lo sviluppo del sistema è stato eseguito tenendo presenti le seguenti condizioni particolari:

1) Nella fase iniziale di pompata e precisamente sino a quando la pressione p_s non è in grado di egualare e superare le forze agenti sulla valvola di mandata, la corsa S_v permane uguale a zero ed il sistema si semplifica in quanto le equazioni [4] e [6] diventano:

$$A_{sp} v_{sp} = A_s p_s \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_s - p_{ca}) + \frac{V_c - A_{sp} S_{sp}}{\varepsilon \Delta_{\text{t}}} (p_s - p_{ca,n-1})} \quad [4']$$

$$\frac{V_c}{\varepsilon \Delta_{\text{t}}} (p_s - p_{ca,n-1}) + \frac{A_s g}{\gamma v_s} (p_s - p_c) = 0 \quad [6']$$

e le equazioni [2], [7] e [9] non hanno più significato.

2) Nella fase con la valvola di mandata in moto, ma con $S_v < C_s$ (C_s = corsa di decompressione) la sezione di passaggio A_{sp} tra valvola e sede è nulla e si annullano quindi tutti i parametri da essa interessati.

Lo sviluppo matematico ha dato origine al nuovo sistema riportato a pagina 56 del quale si tralasciano, per brevità, gli sviluppi algebrici.

In esso sono stati adottati i seguenti simboli:

$$B_1 = p_s \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \quad C_1 = \frac{V_c}{z \Delta_{\text{t}}}$$

$$D = \frac{V_c}{z \Delta_{\text{t}}} \quad D_1 = \frac{V_{ca}}{z \Delta_{\text{t}}}$$

$$E = \frac{A_s g}{\gamma v_s} \quad E_1 = A_s p_s \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}$$

$$F = \frac{A_s}{\Delta_{\text{t}}} \quad m = \frac{2A_{sp}}{A_s}$$

$$G = p_s \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \quad F_1 = \frac{A_{sp}}{z \Delta_{\text{t}}}$$

$$H = \frac{k_s}{A_s} \quad N_1 = \frac{1-m}{1+m}$$

$$L = \frac{m_s}{A_s \Delta_{\text{t}} t^2} \quad N = L + \frac{r_s}{A_s}$$

Questo sistema matematico, è stato impostato sul Calcolatore Elettronico secondo lo schema riportato a pagina 57 in cui è indicato il modo di procedere del calcolo (fig. 16).

Nelle caselle dello schema sono indicati il simbolo del parametro calcolato e, a fianco, il numero corrispondente all'equazione usata, tra quelle riportate a pagina 56.

Il calcolo ha inizio con la determinazione dei parametri tempo (t), velocità dello stantuffo pompante (v_{sp}), corsa dello stantuffo pompante (S_{sp}) e sezione di efflusso attraverso lo sfogo della pompa del combustibile (A_s).

A questo punto vengono assunti dei valori arbitrari di p_{ca} e di p_s con i quali si determinano la portata attraverso la valvola di mandata $I_1(p_s)$, la pressione nella camera di mandata (p_s) e la corsa della valvola di mandata (S_v). Quest'ultimo parametro viene confrontato con zero per proseguire secondo una delle tre seguenti vie possibili.

- Se $S_v = 0$, il calcolo procede con la determinazione della pressione nella camera di pompata (p_s), mediante l'equazione 10 (pag. 56) in cui viene posto $I_1(p_s) = 0$.
- Se $0 < S_v < C_s$, si determina la portata dovuta alla valvola di mandata $I_2(p_s)$ e la pressione nella camera di pompata (p_s) con le equazioni 6 e 10 (pag. 56).

$$1 \quad t = t_{k-1} + \Delta t$$

$$2 \quad v_{sp} = \alpha t^2 + \beta t + \psi$$

$$3 \quad S_{sp} = \Sigma (v_{sp} \Delta t)$$

$$4 \quad A_s = K_1 \left\{ K_2 - \arccos \left[K_3 (K_4 - S_{sp}) \right] \right\} + K_5 (K_4 - S_{sp}) \sqrt{\frac{1}{K_3^2} - (K_4 - S_{sp})^2}$$

$$5 \quad I_1(p_s) = A_{sp} v_{sp} - B_1 A_s \sqrt{p_s - p_{ca}} - (C_1 - F_2 S_{sp}) (p_s - p_{s_{k-1}})$$

$$6 \quad I_2(p_s) = F(S_s - S_{s_{k-1}})$$

$$7 \quad p_s = \frac{1}{D+E} \left[D(p_{s_{k-1}} - p_o) + 2E p_e + I_1(p_s) \right] + p_o$$

$$8 \quad S_s = \frac{1}{N} \left[p_s - p_o - H + L(2S_{s_{k-1}} - S_{s_{k-2}}) \right]$$

$$9 \quad A_{sr} = a S_s^2 + b S_s + c$$

$$10 \quad p_r = \frac{1}{2} \left(\frac{B_1 A_s}{C_1 - F_2 S_{sp}} \right)^2 + \frac{A_{sp} v_{sp} - I_2(p_s)}{C_1 - F_2 S_{sp}} + p_{s_{k-1}} - \frac{B_1 A_s}{C_1 - F_2 S_{sp}} \left[\frac{1}{4} \left(\frac{B_1 A_s}{C_1 - F_2 S_{sp}} \right)^2 + \frac{A_{sp} v_{sp} - I_2(p_s)}{C_1 - F_2 S_{sp}} + p_{s_{k-1}} - p_{ca} \right]$$

$$11 \quad p_e = p_o + \left[\frac{D(p_o - p_{s_{k-1}}) + E(p_s - p_o - 2p_e) - F(S_s - S_{s_{k-1}})}{G \cdot A_{sr}} \right]^2$$

$$12 \quad p_{ea} = \frac{A_s B_1 \sqrt{p_s - p_{ca}} + D_4 p_{s_{k-1}} + E_3 (p_{s_{k-1}} + p_{ea})}{D_4 + E_3}$$

$$13 \quad p_{ab} = p_{ea} \cdot p_{ac}$$

$$14 \quad p_{ab} = N_1 p_{ab}$$

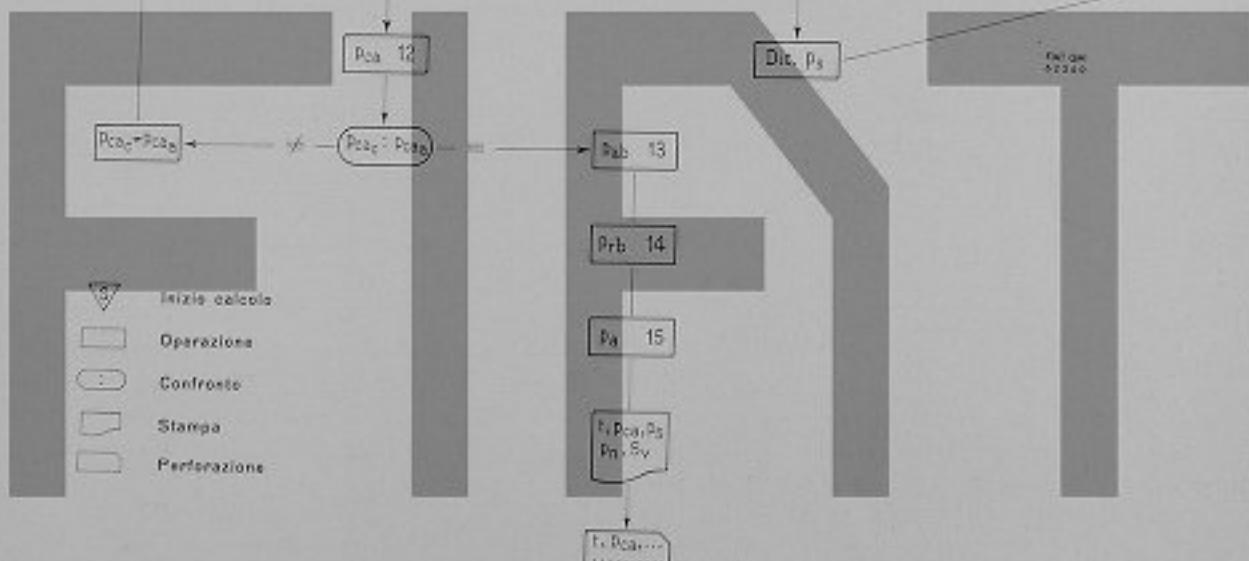
$$15 \quad p_s = p_e - p_o - p_r$$

Sistema di equazioni programmato sul Calcolatore Elettronico, secondo lo schema di pagina 57,
per la determinazione dell'andamento dei fenomeni di iniezione del combustibile, alla pompa.

```

graph TD
    S02[ $S_{02} = 3$ ] --> A5[A5 = 4]
    A5 --> F1P5[F1(p5) = 5]
    F1P5 --> Pn[Pn = 7]
    Pn --> Sv8[Sv = 8]
    Sv8 --> S0v[Sv = 0]
    S0v --<= C_v --> F2Pn[F2(pn) = 6]
    F2Pn --> Pv10[Pv = 10]
    Pv10 --> S0v
    S0v --> SvCv[Sv > Cv]
    SvCv --> Aevg[Aev = g]
    Aevg --> S0v
  
```

The flowchart illustrates an iterative algorithm for determining the minimum eccentricity A_{min} . It starts with initial values $S_{02} = 3$, $A_5 = 4$, and $P_n = 7$. The process involves calculating $F_1(p_5) = 5$ and then $F_2(p_n) = 6$. The variable S_v is initialized to 8. A decision point checks if $S_v \leq 0$; if true, it loops back to calculate $F_2(p_n)$. If false, it checks if $S_v \geq C_v$; if true, it calculates $A_{ev} = g$ and loops back to the initial S_v value. If false, it proceeds to the next iteration where S_v is updated to 0.



Nelle caselle dello schema sono indicati il simbolo del parametro calcolato e, a fianco, il numero corrispondente all'equazione usata, fra quelle riportate a pag. 56.

Fig. 16 - Schema del flusso di calcolo realizzato sul Calcolatore Elettronico, per la determinazione dei parametri che caratterizzano il fenomeno di iniezione del combustibile, alla pompa.

3) Se $0 < C_s < S_v$, si determinano la sezione di efflusso A_{ss} tra valvola e sede e la pressione p_s nella camera di pompata con le equazioni 9 e 11 (pag. 56).

Giunto alla determinazione di p_s , il Calcolatore esegue un confronto tra il p_s calcolato (p_{sc}) ed il p_s assunto all'inizio del calcolo (p_{sa}). Se il valore calcolato differisce, oltre l'approssimazione ammessa, da quello assunto, il calcolo riprende dalla determinazione di $f(p_s)$ con un nuovo valore di p_{sc} ; se i due valori differiscono di una entità compresa nell'approssimazione imposta, il calcolo prosegue con la determinazione della pressione nella camera di alimentazione (p_{sa}). Il valore di p_{sc} calcolato viene quindi confrontato con quello assunto all'inizio per riprendere il calcolo con un nuovo valore di questa variabile, dal punto in cui essa viene introdotta, se è risultato che i valori calcolati ed adottati differiscono, o per proseguire se il loro scostamento è contenuto nei limiti ammessi. Quando si verifica quest'ultimo caso, si determinano ancora la pressione avanzante nel branchetto di collegamento tra camera e collettore di alimentazione (p_{sa}), la corrispondente pressione di ritorno (p_{sr}) e la pressione avanzante nella tubazione di mandata (p_s). Il calcolo relativo alle condizioni esistenti all'istante t nella pompa del combustibile, ha termine con l'operazione di stampa e di perforazione su schede dei valori relativi ai diversi parametri richiesti e precisamente:

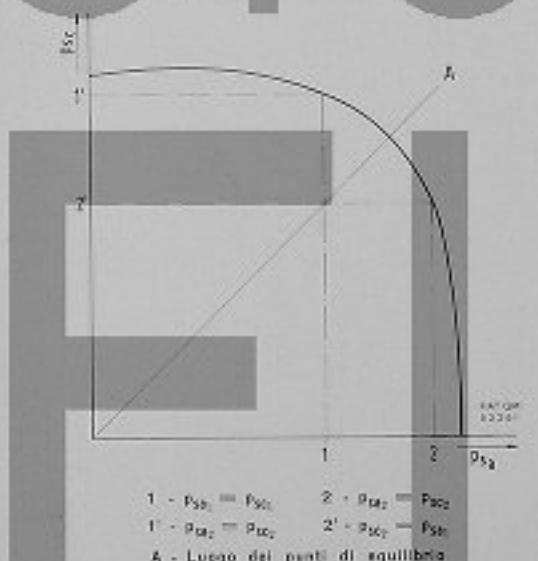


Fig. 17 - Curva di correlazione tra valori assunti e corrispondenti valori calcolati di p_s .

tempo :

pressione nella camera di alimentazione :

pressione nella camera di pompata :

pressione nella camera di mandata :

corsa della valvola di mandata :

I valori dei parametri interessati nel calcolo ad un tempo diverso da quello nel quale sono stati determinati, e precisamente i valori della pressione avanzante nella tubazione di mandata (p_s), che entrerà nella determinazione delle condizioni esistenti al polverizzatore al tempo $(t + \Delta_t)$, e della pressione di ritorno nel branchetto di

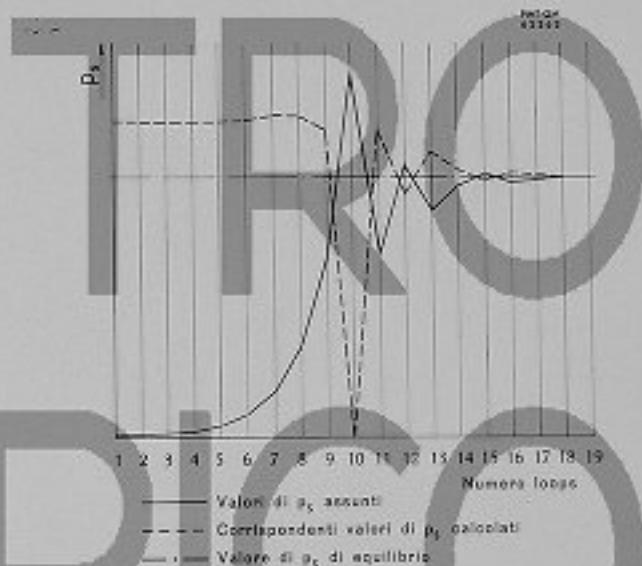


Fig. 18 - Determinazione della condizione di equilibrio mediante il sistema "dicotomico ...".

alimentazione (p_{sa}) che sarà chiamato in causa nel calcolo alla pompa del combustibile al tempo $(t + \Delta_t)$, vengono «memorizzati» dal Calcolatore in apposite celle adibite a questo scopo.

Per quanto riguarda il criterio di assunzione dei valori delle funzioni sulle quali si compie l'iterazione (o loop), deve essere precisato che, mentre per la funzione p_{sc} , quando non si verifica la concordanza tra i due valori calcolato ed assunto, è stato possibile adottare come nuovo valore, quello ultimo calcolato senza incorrere in inconvenienti, per la funzione p_s non può essere seguito lo stesso criterio.

Si verifica infatti che la funzione $p_{sc} = f(p_{sa})$ viene ad assumere un andamento all'incirca iperbolico, per cui si può verificare, come è indicato nel grafico di figura 17, che ad una coppia di valori p_{sa} corrisponda una coppia speculare di valori p_{sc} e cioè che data la coppia p_{sa1} e p_{sa2} sia:

$$p_{sc1} = p_{sc2} = p_{sc3}$$

$$p_{sc2} = p_{sc3} = p_{sc1}$$

E' ovvio che in queste condizioni il Calcolatore non sarebbe in grado di determinare l'equilibrio del sistema, ma continuerebbe a calcolare i due valori p_{sc1} e p_{sc2} all'infinito.

Per evitare questo inconveniente, si è ricorso, per l'adozione dei valori di p_{ss} , ad un sistema dicotomico indipendente dai valori di p_{se} .

Con tale sistema i valori assunti (p_{ss}) vengono incrementati in progressione geometrica sino a quando il valore calcolato (p_{se}) permane superiore a quello di p_{ss} . La prima volta che si verifica il caso inverso, e cioè

$p_{se} < p_{ss}$, il sistema viene modificato, variando l'entità di p_{ss} di una quantità decrescente con progressione geometrica, quantità che viene sommata o sottratta al vecchio valore a seconda che $p_{se} > p_{ss}$ o $p_{se} < p_{ss}$.

Nel grafico di figura 18 è riportato un esempio di determinazione della condizione di equilibrio, secondo il criterio ora descritto.

Appendice IV

Sviluppo del sistema di calcolo al polverizzatore e impostazione sul Calcolatore Elettronico.

Per il sistema di calcolo al polverizzatore, sono stati adottati gli stessi criteri di sviluppo del sistema di calcolo alla pompa del combustibile.

Il passo di calcolo rimane ancora Δ_{st} ed il sistema matematico impostato nel testo risulta in forma finita:

$$\frac{A_{st} g}{\gamma v_s} p_s = \frac{A_{st} g}{\gamma v_s} p_r + \frac{V_3}{\varepsilon \Delta_{st}} (p_i - p_{s,t-1}) + \frac{A_{se}}{\Delta_{st}} (S_s - S_{s,t-1}) + A_{se} p_{se} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_s)} \quad [1]$$

$$A_{se} p_{se} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_s)} = \frac{V_4}{\varepsilon \Delta_{st}} (p_i - p_{s,t-1}) + A_{se} p_i \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_s)} \quad [2]$$

$$A_{se} p_i + (A_{se} - A_{se}) p_i = k_s + r_s S_s + \frac{m_s}{\Delta_{st} t^2} (S_s - 2S_{s,t-1} + S_{s,t-2}) \quad [3]$$

$$p_r = p_s + p_r + p_s \quad [4]$$

$$p_r = f(t) \quad [5]$$

$$A_{se} = AS_s^2 + BS_s \quad [6]$$

$$q = \sum A_{se} p_i \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_r)} \Delta_{st} \quad [7]$$

Lo sviluppo per la programmazione sul Calcolatore Elettronico di questo sistema è stato effettuato considerando i seguenti casi particolari:

I) Nelle fasi iniziale e finale del calcolo, in cui lo spillo del polverizzatore rimane chiuso ($S_s = 0$), il sistema di calcolo risulta notevolmente semplificato, in quanto l'equazione [1] diventa:

$$\frac{A_{st} g}{\gamma v_s} p_s = \frac{A_{st} g}{\gamma v_s} p_r + \frac{V_3}{\varepsilon \Delta_{st}} (p_i - p_{s,t-1}) - \frac{A_{se}}{\Delta_{st}} S_{s,t-1}$$

e le equazioni [2], [3], [6], [7] non hanno più significato.

2) Nella fase a spillo aperto e fermo nella posizione di corsa massima, l'equazione [1], diventa:

$$\frac{A_{st} g}{\gamma v_s} p_s = \frac{A_{st} g}{\gamma v_s} p_r + \frac{V_3}{\varepsilon \Delta_{st}} (p_i - p_{s,t-1}) - \frac{A_{se}}{\Delta_{st}} S_{s,t-1} + A_{se} p_{se} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_i - p_s)}$$

e l'equazione [3] non ha più significato.

L'elaborazione ha condotto al sistema matematico riportato a pagina 60 che è stato adattato al Calcolatore Elettronico secondo lo schema di pagina 61. In tale sistema sono state adattate le seguenti posizioni grafiche:

$$D_1 = \frac{V_3}{\varepsilon \Delta_{st}} \quad D_2 = \frac{D_1}{D_1 + E}$$

$$D_2 = \frac{V_4}{\varepsilon \Delta_{st}} \quad E = \frac{Atg}{\gamma v_s}$$

$$E_2 = 1 - D_2 \quad G_1 = p_i \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}$$

$$G_2 = G_1 (A_{se})_{s,t-1} \quad H_1 = \frac{m_s}{r_s \Delta_{st} t^2 + m_s}$$

$$H_2 = \frac{A_{se} \Delta_{st} t^2}{r_s \Delta_{st} t^2 + m_s} \quad H_3 = \frac{(A_{se} - A_{se}) \Delta_{st} t^2}{r_s \Delta_{st} t^2 + m_s}$$

$$H_4 = \frac{k_s \Delta_{st} t^2}{r_s \Delta_{st} t^2 + m_s} \quad H_5 = \frac{A_{se}}{\Delta_{st} t (D_1 + E)}$$

$$P = \frac{A_{se} G_1}{2(E + D_2)(A_{se} - A_{se})} \quad P_1 = \frac{\varepsilon \Delta_{st} t}{2V_4}$$

$$P_2 = \frac{\varepsilon \Delta_{st} t G_1}{V_4} \quad R = \frac{\varepsilon}{V_4} (A_{se} - A_{se})$$

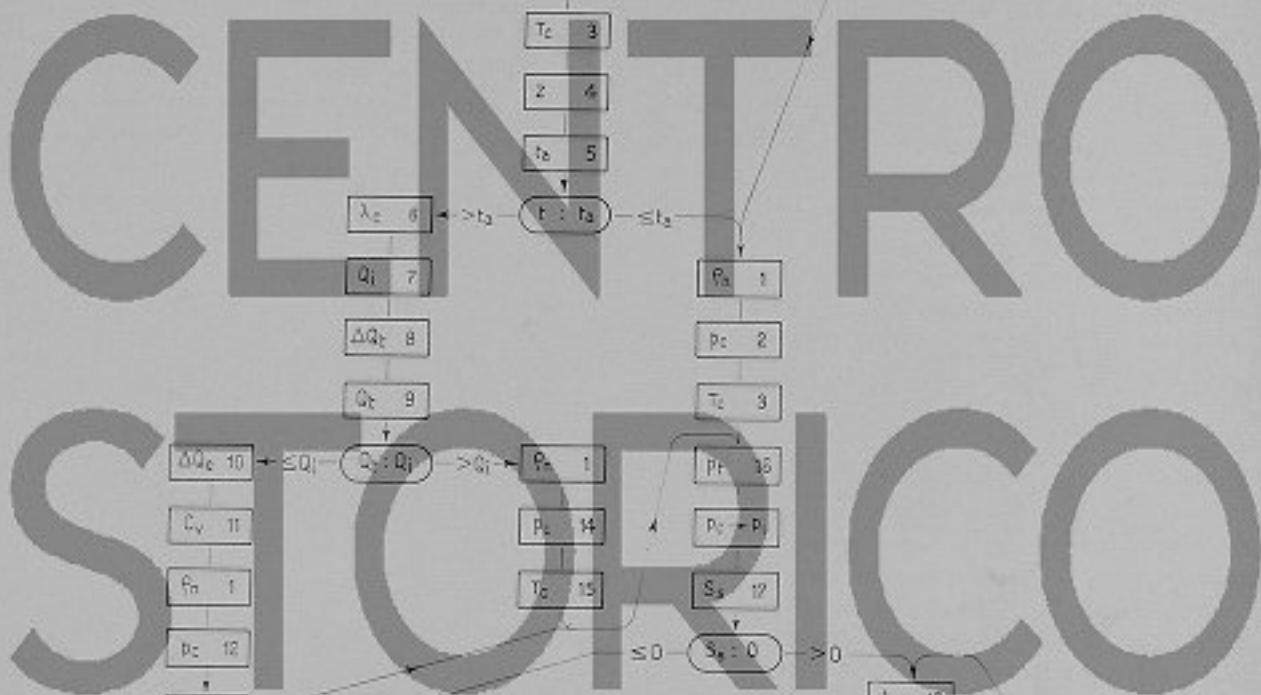
$$T = p_i A_{se} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \quad T_1 = \frac{A_{se}}{A_{se} - A_{se}} D_2$$

$$T_2 = \frac{k_s}{A_{se} - A_{se}} \quad T_3 = \frac{A_{se}}{A_{se} - A_{se}} E_2$$

$$U = \frac{A_{se}}{A_{se} - A_{se}} H_5 \quad F_1 = \frac{r_s}{A_{se} - A_{se}}$$

- $$1 - \rho_a = \frac{2\rho_a}{2 + (\rho_a - 1) [1 - \cos(\theta_{n,a} t - \alpha_a) + \lambda_{n,a} - \lambda_{n,a}^2 - \sin^2(\theta_{n,a} t - \alpha_a)]}$$
- $$2 - p_e = k_{ade} \rho_a$$
- $$3 - T_c = T_a \rho_a^{(k_{ade}-1)}$$
- $$4 - Z = \frac{K_x}{P_c} e^{\frac{H_b}{T_c}}$$
- $$5 - t_s = t_a + Z$$
- $$6 - \lambda_a = \frac{G_a P_{n,a} - Q_a}{(Q_{t_{a-1}} + Q_b) S_b}$$
- $$7 - Q_b = q_{n+1} P_{n,a} \gamma$$
- $$8 - \Delta Q_b = Q_b \Delta t \left\{ \frac{\eta_a}{\eta_a + (\lambda_a - 1) T_c^2} - \frac{\beta_a [\lambda_a - 1] T_c^2 + \gamma_a [\lambda_a - 1] T_c^2 + \delta_a (\lambda_a - 1) T_c^2}{\alpha_a + (\lambda_a - 1) T_c^2} \right\}$$
- $$9 - Q_t = \sum_a \Delta Q_b$$
- $$10 - \Delta Q_a = \Delta Q_b [1 - P_a (T_s - T_b)]$$
- $$11 - C_v = \alpha_a + T_a (\eta_{a-1} - \gamma_{a-1} T_c) + \frac{1}{\lambda_a} [C_{1,av} + T_c (C_{2,av} - C_{1,av} T_c) - \frac{C_{3,av} - T_c (C_{4,av} - C_{3,av} T_c)}{\lambda_a}]$$
- $$12 - p_t = \left\{ \left(\frac{C_v}{R_g} + \frac{A_t}{2} \right) \rho_a - \frac{A_t}{2} \rho_{a-1} \right\} p_{t_{a-1}} + \Delta Q_b \frac{\rho_a \rho_{a-1}}{\rho_a \text{ Cilas}} (\rho_a - 1) \left\{ \left(\frac{C_v}{R_g} + \frac{A_t}{2} \right) \rho_{a-1} - \frac{A_t}{2} \rho_a \right\}^{1/2}$$
- $$13 - T_s = \frac{\rho_a \text{ Cilas } p_a}{R_g \rho_a (\rho_a - 1) \left(G_a + \frac{Q_b}{P_{n,a}} \right)}$$
- $$14 - p_t = p_{t_{a-1}} \left(\frac{\rho_a}{\rho_{a-1}} \right)^{k_{ade}}$$
- $$15 - T_c = T_{c_{a-1}} \left(\frac{\rho_a}{\rho_{a-1}} \right)^{(k_{ade}-1)}$$
- $$16 - p_t = E_2 (2p_a + p_s) + D_2 p_{t_{a-1}} + H_b S_{t_{a-1}}$$
- $$17 - S_t = H_b (2S_{t_{a-1}} - S_{t_{a-2}}) + H_b p_t + H_b p_t - H_b$$
- $$18 - A_{st} = AS_s^2 + BS_t$$
- $$19 - p_t - p_i = \left[-PA_{st} + \sqrt{P^2 A_{st}^2 - T_2 - F_2 S_t - R(S_t - 2S_{t_{a-1}} + S_{t_{a-2}}) + T_1 p_{t_{a-1}} + T_2 (2p_a + p_s) - U(S_t - S_{t_{a-1}})} \right]^2$$
- $$20 - p_t - p_i = \left[-P_1 + \sqrt{P_1^2 + p_{t_{a-1}} - p_i + A_{st} P_2} \right] p_t - p_i$$
- $$21 - p_t = p_i + (p_t - p_i)$$
- $$22 - p_t = \frac{1}{D + E} \left[E (2p_a + p_s) + D_1 p_{t_{a-1}} - D_1 (p_i - p_{t_{a-1}}) - T \sqrt{p_t - p_i} \right]$$
- $$23 - p_t = p_i - \frac{E (2p_a + p_s) + D_1 p_{t_{a-1}} - (E + D_1) p_i}{G_2}^2$$
- $$24 - V_t = G_1 \sqrt{p_t - p_i}$$
- $$25 - V_t = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_t - p_i)}$$
- $$26 - \frac{dq}{dt} = A_t p_t V_t$$
- $$27 - q = \sum_a \left(\frac{dq}{dt} \Delta t \right)$$
- $$28 - p_t = p_t - p_a - p_o$$

Sistema di equazioni programmato sul Calcolatore Elettronico, secondo lo schema di pagina 61, per la determinazione dell'andamento del fenomeno di iniezione del combustibile, al polverizzatore.



- Inizio calcolo
- Operazione
- Confronto
- Stampa
- Perforazione

Nelle caselle dello schema sono indicati il simbolo del parametro calcolato o, a fianco, il numero corrispondente all'equazione usata, tra quelle riportate a pag. 60.

Fig. 19 - Schema del flusso di calcolo realizzato sul Calcolatore Elettronico, per la determinazione dei parametri che caratterizzano il fenomeno di iniezione del combustibile, al polverizzatore.

Nella fase di messa a punto del sistema di calcolo, è risultato conveniente adottare, come parametri di iterazione, la corsa dello spillo S_i e la pressione di iniezione p_i . Per i valori assunti di questi due parametri è stato necessario applicare per S_i un sistema dicotomico analogo a quello adottato per la pressione p_i , del sistema per la pompa del combustibile, mentre per la pressione p_i è risultato possibile adottare i valori via via ricavati nel calcolo.

Il procedimento per la determinazione delle condizioni di equilibrio al polverizzatore all'istante t , ha inizio con un confronto della corsa (S_i) dello spillo con zero. In base a questo confronto viene scelto il metodo di calcolo per la determinazione della pressione (p_i) e della temperatura (T_i) nel cilindro motore, come descritto all'appendice 2°. Segue quindi una fase di controllo in cui vengono determinate la pressione nella camera di mandata (p_m) in condizioni di spillo chiuso, e della corsa (S_{ic}) dello spillo considerato soggetto alle pressioni p_i e $p_r = p_m$. Se in queste condizioni la corsa (S_{ic}) dello spillo permane uguale a zero, viene determinato il valore della pressione di ritorno (p_r) nella tubazione ed il calcolo ha termine. Se viceversa il valore di S_{ic} risulta diverso da zero, il calcolo prosegue per tentativi con l'assunzione di valori di S_i (S_{ia}), stabiliti con il criterio riportato all'appendice 3° per la pressione p_i , determinando i valori dei parametri p_i , p_r e S_{ic} .

Viene quindi eseguito il confronto tra i valori S_{ia} assunto e S_{ic} calcolato. Se la differenza tra i due valori risulta contenuta nell'approssimazione ammessa, il calcolo termina con la determinazione della velocità di efflusso

tra spillo e sede (V_i), della velocità nei fori di iniezione (V_f), della portata istantanea di combustibile (dq/dt), della quantità di combustibile iniettato (q), e della pressione di ritorno nella tubazione (p_r). Quando invece la differenza tra i due valori S_{ia} e S_{ic} è superiore a quella ammessa, il calcolo riprende con un nuovo valore di S_{ia} , a meno che risulti che entrambi i valori S_{ia} e S_{ic} siano uguali o maggiore dell'alzata massima dello spillo (S_{im}). Quando si verifica questa condizione e cioè lo spillo è tutto aperto e fermo al fondo corsa, la determinazione dei parametri p_i e p_r viene effettuata mediante delle iterazioni su p_i .

Il calcolo termina comunque con la determinazione dei parametri V_i , V_f , dq/dt , q e p_r , e con la stampa e perforazione di tutti i valori richiesti e precisamente:

tempo :
pressione nella camera di mandata : p_m
pressione nella camera di iniezione : p_i
pressione nella camera di combustione : p_r
temperatura nella camera di combustione : T_i
velocità di efflusso tra spillo e sede : V_i
velocità di efflusso attraverso i fori di iniezione : V_f
portata istantanea di combustibile : dq/dt
quantità di combustibile iniettato : q

Il valore della pressione di ritorno (p_r) nella tubazione, che sarà interessato nel calcolo alla pompa del combustibile al tempo $(t + \Delta_t)$, viene invece memorizzato in apposite celle.

Il metodo di calcolo ora descritto è rappresentato nello schema di figura 19.

Notizie dai nostri Licenziatari

La M/n "Neuharlingersiel", con motore BORSIG - FIAT tipo C 759 S



La M/n «Neuharlingersiel» è la prima di due navi ordinate al Cantiere Howaldtswerke Hamburg A. G. dagli Armatori Bugsier, Reederei und Bergungs A. G. di Amburgo. La seconda nave, la «Ostfriesland» è prossima ad entrare in servizio.

Si tratta di una nave da carico monoelica, costituita da tre ponti continui. Otto paratie a tenuta d'acqua suddividono lo scafo in nove compartimenti che comprendono il gavone di prua, le stive n. 1, 2, 3, 4, la sala macchine, le stive n. 5, 6, e il gavone di poppa.

Le principali dimensioni sono:

| | |
|---|-----------|
| — Lunghezza totale fuori tutto | 162,39 m |
| — Lunghezza fra le perpendicolari (con i portelli chiusi) | 149,70 m |
| — Lunghezza fra le perpendicolari (con i portelli aperti) | 149,30 m |
| — Larghezza | 19,85 m |
| — Altezza al primo ponte | 12,10 m |
| — Altezza al secondo ponte | 9,20 m |
| — Profondità di immersione (chiusa) | 9,04 m |
| — Profondità di immersione (aperta) | 8,01 m |
| — Tonnellaggio lordo (chiusa) | 9944 t |
| — Portata lorda (chiusa) | 12106 t |
| — Velocità alle prove | 18,5 nodi |

La sistemazione delle stive (quattro poste davanti alla sala macchine e due dietro), è piuttosto insolita ed è stata attuata per ridurre la perdita di spazio destinato al carico, dovuta al corridoio della linea d'assi, senza compromettere le caratteristiche di assetto della nave.

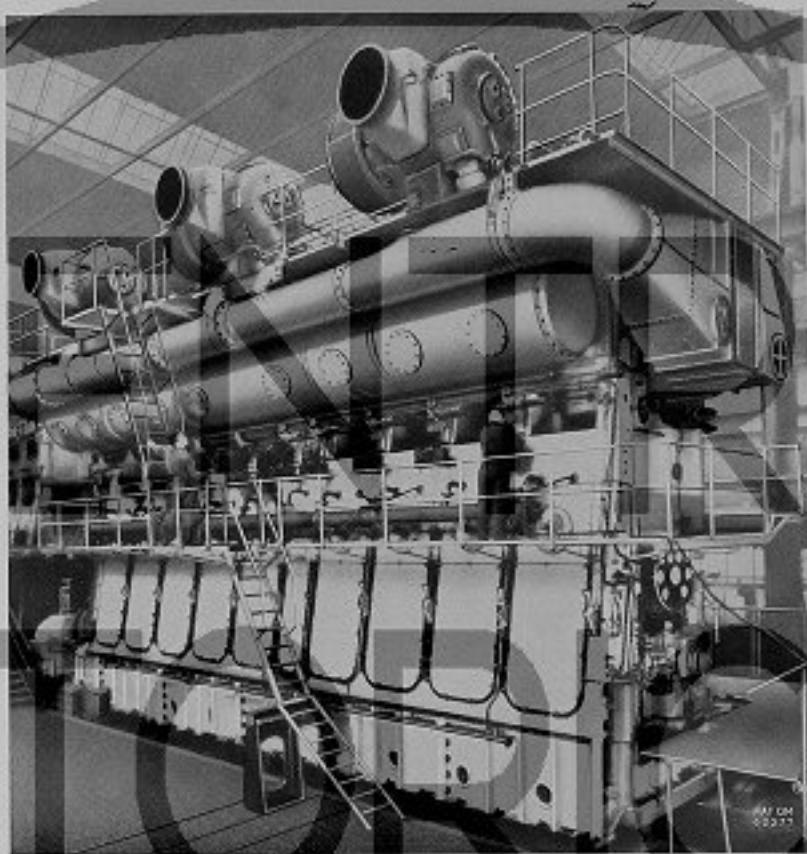
Un doppio fondo si estende sia verso prua che verso poppa ed è diviso in serbatoi per il trasporto del combustibile pesante, della nafta, dell'acqua dolce, di raffreddamento e di zavorra. La nave ha una capacità di stivaggio di circa 1396 t di combustibile pesante, 328 t di nafta e 147 t di olio lubrificante.

Una delle caratteristiche particolari della nave è la vasta dotazione di picchi di carico. Ogni boccaporto è servito da due picchi di carico da 5 t e due da 10 t sono sistemati presso i boccaporti n. 2, 3, 4, 5. Inoltre per i boccaporti n. 3 e 4 sono sistemati due picchi da 60 t che, all'occorrenza, possono venire accoppiati in modo da renderli atti a sollevare e trasportare a bordo un carico di 120 t.

La nave è dotata della più moderna apparecchiatura per la navigazione.

L'apparato di propulsione della M/n «Neuharlingersiel» è costituito da un motore Diesel BORSIG-FIAT tipo 759 S a due tempi, sovralimentato, a 9 cilindri.

C
S
I
P
R
O



Le caratteristiche costruttive di questo macchina sono state già ripetutamente descritte in questo bollettino essendo comuni a tutta la famiglia dei motori tipo 750 ed aventi cioè diametro di mm 750 e corsa di 1320 mm.

Caratteristica fondamentale di questo, come di tutti i motori FIAT, è quella di poter impiegare incondizionatamente qualsiasi tipo di combustibile e questo sia per conseguenza del tipo di lavaggio impiegato e delle caratteristiche costruttive della camera di combustione, ma principalmente per effetto della costruzione aperta verso il basso dei cilindri motori, che elimina il pericolo dell'inquinamento

dell'olio e di esplosioni nella camera delle manovelle.

A questo riguardo la Borsig ha in Germania una reputazione indiscussa ed i motori tipo FIAT che essa costruisce sono ritenuti senz'altro i più convenienti quando si voglia realmente impiegare combustibili scadenti.

Questo motore è il più grande finora costruito dalla Borsig. È interessante notare che tutti gli organi principali: albero a 9 manovelle, basamento in ghisa, montanti, parti fucinate, sono stati costruiti e montati nelle Officine della Borsig nel termine di 12 mesi.

CENTRO STORICO

FAT

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

Tip. BOTTO, ALESSIO & C., Via Biblioteca, 6 - Telef. 21-26 - CASALE MONF. - LUGLIO 1962



CENTRO
STORICO