

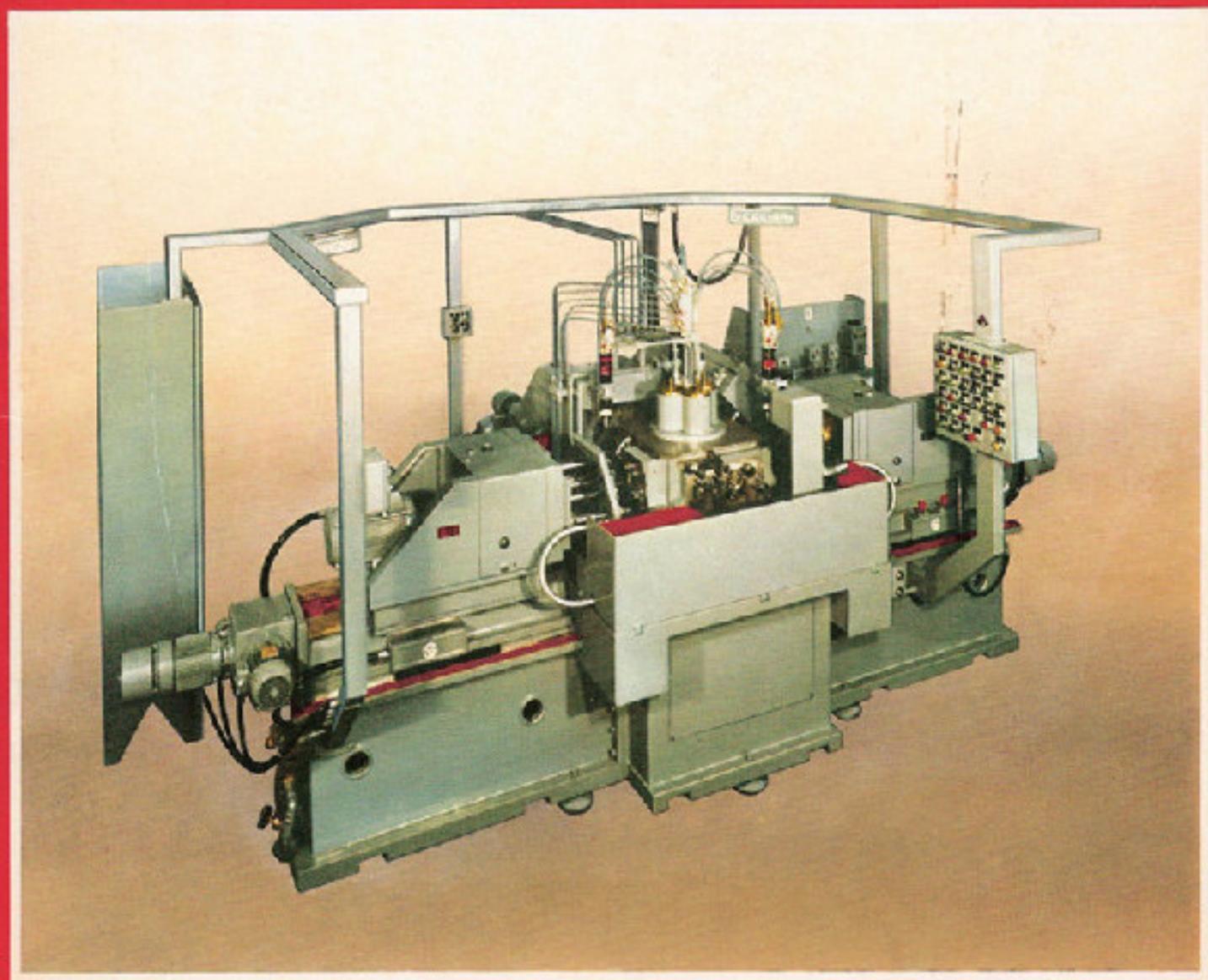
IM

INGEGNERIA MECCANICA

7

Luglio 1968

rivista mensile



OFF. G. VECCHIA

Fogliero (Trento)

4049/FM-45 - Complesso a 4 stazioni e 6 unità per lavorazioni simultanee di due particolari diversi.

PIAS
KOMPASS

p.i. Piero BORIA
progettista
Milano

Contributo alla realizzazione di un motore endotermico volumetrico rotativo

Dopo essersi riallacciato alle precedenti esperienze sui motori a c.i. rotativi ed aver rilevato i principali limiti del motore a c.i. alternativo, l'autore descrive un motore rotativo di sua concezione, calcolandone anche il ciclo. Egli fa poi alcune considerazioni sul ciclo ricavato, particolarmente nei confronti del motore a ciclo Otto, anche alla luce delle positive esperienze condotte sul prototipo da lui costruito.

1) PREMESSA

E' abbastanza diffusa l'opinione che gli attuali motori endotermici alternativi a pistoni presentino basse caratteristiche di rendimento per il solo fatto di funzionare grazie al moto alterno di alcune parti. Da qui il convincimento che un qualunque motore endotermico, purché rotante, offra senz'altro dei consumi specifici più vantaggiosi.

Il fatto che il motore a pistoni dia luogo a delle vibrazioni non totalmente eliminabili, e che sia elevato il numero degli elementi cinematici che concorrono alla realizzazione del ciclo termico (alberi a gomito, bielle, pistoni, alberi a camme, punteric, valvole, bilancieri ecc.), non può essere indicato quale fattore determinante la necessità di abolire tale tipo di motore. Infatti la tecnica attuale è così perfezionata che le masse alterne sono ridotte al minimo, mentre le vibrazioni sono generalmente trascurabili ed i cinematici ausiliari non solo funzionano in modo da non dare alcuna preoccupazione, ma anche assorbono una potenza assai piccola in confronto a quella erogata dal motore.

Non sembra, quindi, ragionevole pensare che l'utente abbandoni decisamente il collaudatissimo motore alternativo per un motore rotativo di pari potenza e consumo specifico anche se esiste una naturale spinta psicologica a favore del secondo. Il motore alternativo è « troppo » perfezionato per tenere rivali che non presentino caratteristiche di utilizzazione chiaramente superiori (elevato rendimento, elasticità di funzionamento sotto coppie variabili, ecc.). Con ciò si potrebbe spiegare perché, malgrado gli sforzi di diversi inventori, ricercatori, progettisti, finora solo un motore rotativo (dopo molti anni di studi ed esperienze) abbia raggiunto dei risultati soddisfacenti.

E' ragionevole pensare che un motore endotermico

rotativo volumetrico (con questo termine intendiamo distinguerlo dalla turbina a gas) per avere successo debba possedere almeno tre caratteristiche essenziali: minor ingombro e peso a parità di potenza, rendimento termico e caratteristiche funzionali decisamente più vantaggiose di quelle del motore alternativo corrispondente. Ovviamente esistono anche problemi tecnologici connessi alla realizzazione della macchina: ma di questi è opportuno occuparsi in un'altra occasione.

La semplicità di funzionamento dei motori rotanti può essere paragonabile a quella di un motore alternativo a due tempi. Per quanto riguarda la leggerezza e l'ingombro già sono stati ottenuti risultati soddisfacenti. Per quanto concerne il rendimento termico del ciclo realizzato è possibile superare i limiti teoricamente raggiungibili dal motore a pistoni eliminando certe caratteristiche poco favorevoli, peculiari del funzionamento di questi, come l'impossibilità di sfruttare totalmente l'energia di pressione posseduta dai gas combusti alla fine della combustione (tale impossibilità è dovuta al fatto che il volume di aspirazione è uguale a quello di espansione). E' in quest'ultima direzione che, chi scrive, ha realizzato un prototipo di motore endotermico rotativo volumetrico, capace di realizzare un ciclo termodinamico particolare che esamineremo in dettaglio.

2) IL MOTORE ROTATIVO AD ALETTE

Il motore rotativo in questione si avvale di una geometria particolare che gli permette di realizzare, in compartimenti diversi e con continuità, l'aspirazione, la compressione, la combustione-espansione e lo scarico. Lo schema delle quattro fasi (che, in parte, si realizzano contemporaneamente un numero n di volte per giro) è riportato in figura 1: l'albero

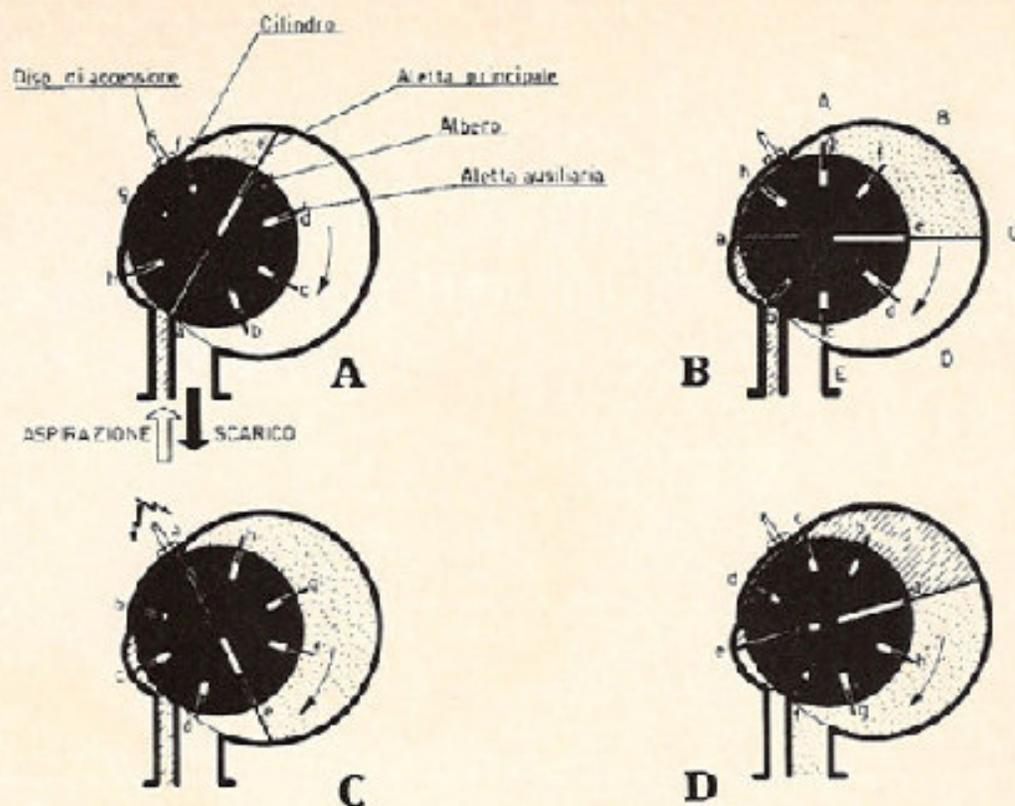


Fig. 1 - Schema di funzionamento del motore endotermico rotativo.

motore porta n scanalature (in figura $n = 8$) ed in ogni scanalatura trova alloggio una aletta. Le alette sono diverse: in figura si vede che due alette possono spazzare tutto il vano cilindrico profilato (si tratta di una vera e propria camma a profilo interno) entro cui ruota l'albero (le chiameremo alette principali); le altre spazzano solo il volume corrispondente all'aspirazione, alla compressione e a parte del volume di espansione, assicurando una corretta successione di queste fasi (alette ausiliarie).

Supponiamo che l'aletta principale a inizi l'aspirazione (figura 1 A): dopo una rotazione di 45° circa si avrà (figura 1 B) la prima frazione o aliquota di fluido attivo racchiusa tra l'aletta principale a , l'aletta ausiliaria b , il cilindro e l'albero motore, pronta per la compressione. Mentre la prima frazione subisce la fase di compressione e si avvia a quella di accensione (fig. 1 C), tra la prima e la seconda aletta ausiliaria (rispettivamente b e c) viene aspirata e parzialmente compressa una seconda frazione di miscela. Ogni frazione segue, con un certo sfasamento, analoghe trasformazioni, così, mentre la prima e la seconda aliquota sono in fase di avanzata espansione, la terza comincia ad espandere, e la quarta, racchiusa tra le alette d ed e , è in fase di compressione (figura 1 D). La differente funzione dei due tipi di alette fa sì che, mentre la prima frazione esercita la propria pressione di espansione sempre sulla aletta principale a , le tre successive si espandono prima in maniera « indipendente » premendo contro la propria aletta ausiliaria solo però finché tale aletta resta in contatto con la parete interna del cilindro; quindi tutte le quattro frazioni, che si trovano ad agire, terminando l'espansione, sulla

stessa aletta principale, giungono allo scarico contemporaneamente.

Pur senza entrare in dettagli costruttivi, osserviamo che il contatto delle alette contro le pareti del cilindro può essere (per altri valori del numero di giri nell'unità di tempo) assicurato anche dalla sola forza centrifuga. Tuttavia è possibile l'adozione di sistemi meccanici, ed ancor meglio idraulici, per ottenere un contatto sufficiente ad assicurare la tenuta.

3) IL CICLO TERMICO IDEALE

Il ciclo termico ideale descritto dal motore in questione è illustrato in figura 2: quando la prima frazione è aspirata tra le alette a e b (fig. 1 B) occupa il volume di aspirazione V_1 . Dopo la compressione adiabatica (1-2) il volume diventa V_2 e la pressione p_2 . Allo scoppio la pressione diventa p_3 . La successiva espansione adiabatica (3-4) porta il fluido alla pressione $p_4 = p_2$ ed al volume V_4 . Il lavoro utile eseguito dalla prima frazione è rappresentato dall'area tratteggiata (1-2-3-4): da notare che il rendimento di questo ciclo (che più innanzi calcoleremo) è superiore a quello del ciclo Otto di ugual rapporto di compressione.

Quando la prima frazione raggiunge le condizioni corrispondenti al punto 4 non viene scaricata all'esterno, ma ad essa si viene ad aggiungere la seconda frazione di fluido (racchiusa tra le alette b e c). Tale frazione ha già descritto il ciclo Otto (1-2-3-4^{*}): quindi all'atto della fusione dei due volumi la prima frazione si trova nelle condizioni 4 mentre la seconda nelle condizioni 4^{*}. La fusione avviene grazie al fatto

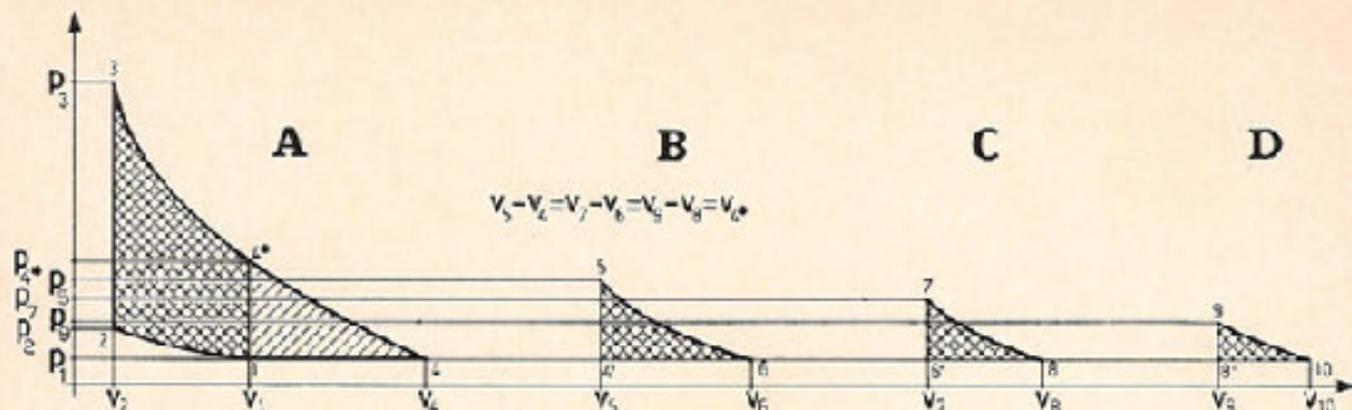


Fig. 2 - Ciclo termico ideale nel piano (p, V) del motore rotativo ad aletta. Il ciclo (1-2-3-4) è all'espansione continua.

che l'aletta b ad un certo istante abbandona il contatto con la parete interna del cilindro. La frazione più calda cede parte della propria energia interna a quella più fredda fino all'equilibrio delle temperature. La cessione di energia interna avviene nell'istante di apertura dell'aletta b : il primo principio della termodinamica

$$Q = \Delta U + L$$

(ove Q rappresenta l'equivalente meccanico del calore in gioco, mentre ΔU ed L rappresentano rispettivamente l'energia interna ed il lavoro esterno) applicato al sistema dei due fluidi ci permette di osservare che, dato l'isolamento termico del sistema stesso, è $Q = 0$ mentre, essendo $L = 0$, è necessariamente $\Delta U = 0$. La trasformazione è irreversibile (e ricorda assai da vicino l'espansione alla Joule) e, mentre si può dedurre che l'energia totale del sistema non varia, si deve registrare un aumento di entropia. La trasformazione, essendo priva di lavoro esterno, non è rappresentabile sul piano (p, V) .

Se con V_4^* indichiamo il volume occupato dalla seconda e successiva aliquota un istante prima della repentina espansione (che in realtà avverrà a velocità acustica) le condizioni fisiche dei fluidi dopo la fusione saranno rappresentate dal punto 5 cui competono un volume $V_5 = V_4 + V_4^*$ e delle condizioni di temperatura e pressione che calcoleremo. La successiva espansione adiabatica porta il fluido alla condizione 6 ed il lavoro utile è rappresentato dall'area $(4'-5-6)$.

Il significato delle aree $(6'-7-8)$ e $(8'-9-10)$ è analogo: si tratta del lavoro ottenuto dalla espansione, per mezzo di fusioni successive, delle successive frazioni di fluido che hanno già descritto il ciclo $(1-2-3-4)$. Il lavoro esterno in un ciclo completo del motore è rappresentato, dunque, dalla seguente somma delle aree:

$$L = (1-2-3-4) + 3(1-2-3-4^*) + (4'-5-6) + (6'-7-8) + (8'-9-10)$$

Quanto detto finora ha valore puramente qualitativo: per completare la nostra analisi esaminiamo

in maggior dettaglio gli avvenimenti già descritti sul piano (p, V) .

Facciamo, dunque, le seguenti ipotesi: le trasformazioni di compressione ed espansione siano adiabatiche, la combustione sia isocora, lo scarico sia isobaro; poniamo inoltre che i calori specifici C_p e C_v del fluido attivo siano costanti e non esista dissociazione, che il fluido attivo sia un gas perfetto.

La prima frazione (per es. una grammolecola) entra nel ciclo alle condizioni rappresentate dal punto 1 (figura 2): $p_1 (= 1)$, V_1 , T_1 . Con la compressione adiabatica (1-2) il fluido raggiunge le condizioni p_2 , V_2 , T_2 che possono essere espresse, in funzione delle condizioni iniziali e delle caratteristiche geometriche della macchina, come segue:

$$p_2 = \rho^k p_1;$$

$$T_2 = \rho^{k-1} T_1;$$

$$V_2 = \rho^{-1} V_1;$$

avendo posto $\rho = V_1/V_2 =$ rapporto di compressione.

Indicheremo con ΔT l'incremento di temperatura alla combustione: allora le condizioni corrispondenti al punto 3 soddisfano le seguenti uguaglianze:

$$p_3^k = p_2 \frac{T_3}{T_2} = \rho^k p_1 \frac{T_2 + \Delta T}{T_2} = \rho^k \frac{\rho^{k-1} T_1 + \Delta T}{\rho^{k-1} T_1} p_1;$$

ponendo $\Delta T/T_1 = \theta (= \text{costante})$, e riducendo si ottiene:

$$p_3 = (\rho^k + \theta \rho) p_1;$$

$$T_3 = (\rho^{k-1} + \theta) T_1;$$

$$V_3 = V_2.$$

Le condizioni al punto 4 sono:

$$p_4 = p_1 = 1;$$

$$\begin{aligned} T_1 &= \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-k}{k}} T_2 = \left(\rho^k + \theta \rho \right)^{\frac{1-k}{k}} \left(\rho^{k-1} + \theta \right) T_2 = \\ &= \left(1 + \theta \rho^{1-k} \right)^{\frac{1}{k}} T_2; \\ V_4 &= \left(\frac{T_1}{T_4} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot V_2 = \\ &= \left[\frac{\rho^{k-1} + \theta}{\left(1 + \theta \rho^{1-k} \right)^{\frac{1}{k}}} \right]^{\frac{1}{k-1}} \frac{V_2}{\rho} = \\ &= \left(1 + \theta \rho^{1-k} \right)^{\frac{1}{k}} V_2 \end{aligned}$$

Le frazioni che seguono la prima espansione in maniera « indipendente » fino al punto 4^o, come già osservato, il ciclo da esse inizialmente descritto è un ciclo Otto. I dati fisici relativi al punto 4^o si ottengono immediatamente:

$$\begin{aligned} p_4 &= p_2 \left(\frac{V_2}{V_4} \right)^k = p_2 \rho^{-k} = (1 + \theta \rho^{1-k}) p_1 \\ T_4 &= T_2 \left(\frac{V_2}{V_4} \right)^{k-1} = (\rho^{k-1} + \theta) \rho^{1-k} T_2 = \\ &= (1 + \theta \rho^{1-k}) T_2; \\ V_4 &= V_2. \end{aligned}$$

Determiniamo ora le condizioni relative al punto 5 dopo avere osservato che è:

$$V_5 = V_4 + V_4^* = V_4 + V_1.$$

Quando le due frazioni entrano in contatto si ha una trasformazione che possiamo scomporre in una isoterma (espansione alla Joule dei due gas) ed in una isocora (durante la quale si equilibrano le temperature). Applicando la legge di Dalton delle pressioni parziali, consideriamo la pressione $p_{2,5}$ che la prima frazione possederebbe se fosse lasciata espandersi da sola nel volume V_5 :

$$p_4 V_4 = p_{2,5} V_5;$$

da cui:

$$p_{2,5} = p_4 \frac{V_4}{V_5} = \frac{\left(1 + \theta \rho^{1-k} \right)^{\frac{1}{k}}}{\left(1 + \theta \rho^{1-k} \right)^{\frac{1}{k}} + 1}$$

La pressione parziale $p_{2,5}$, relativa alla seconda frazione, sarà allora:

$$p_{2,5} = p_4^* \frac{V_4^*}{V_5} = \frac{1 + \theta \rho^{1-k}}{\left(1 + \theta \rho^{1-k} \right)^{\frac{1}{k}} + 1}.$$

La pressione totale p_5 sarà dunque:

$$p_5 = p_{1,5} + p_{2,5} = \frac{\left(1 + \theta \rho^{1-k} \right)^{\frac{1}{k}} + 1 + \theta \rho^{1-k}}{\left(1 + \theta \rho^{1-k} \right)^{\frac{1}{k}} + 1}.$$

Per determinare la temperatura d'equilibrio basta tenere presente che la quantità di calore che una frazione perde è uguale a quella acquistata dall'altra; ricordiamo anche che le masse delle varie frazioni sono uguali per ipotesi:

$$C_v (T_4^* - T_5) = C_v (T_5 - T_4)$$

da cui segue immediatamente:

$$T_5 = \frac{T_4^* + T_4}{2}.$$

Come era chiaramente attendibile la temperatura d'equilibrio è la media delle temperature all'inizio dello scambio. Introducendo i valori ottenuti in precedenza si ha:

$$T_5 = \frac{\left(1 + \theta \rho^{1-k} \right) + \left(1 + \theta \rho^{1-k} \right)^{\frac{1}{k}}}{2} T_2.$$

Continuando in modo analogo si possono ottenere tutte le caratteristiche fisiche degli altri punti notevoli del diagramma; per brevità omettiamo tale calcolo ed il calcolo degli incrementi di entropia in corrispondenza ai punti 5, 7, 9. Chiudiamo il paragrafo sottolineando come tutte le pressioni, i volumi e le temperature siano stati ottenuti in funzione di una sola caratteristica del motore (il rapporto di compressione), delle condizioni iniziali, e di una caratteristica del fluido attivo (dal cui potere calorifico dipende l'incremento di temperatura ΔT conglobato nella costante θ).

4) IL RENDIMENTO TERMICO IDEALE

Possiamo ora calcolare rapidamente il rendimento termico ideale del ciclo in esame: essendo per definizione $\eta = 1 - Q_2/Q_1$, ove con Q_1 sono indicate le calorie introdotte nel ciclo e con Q_2 quelle cedute allo scarico per il ciclo (1,2,3,4), che chiameremo « ad espansione completa », otteniamo:

$$\eta_{4,5} = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_v (T_3 - T_2)} =$$

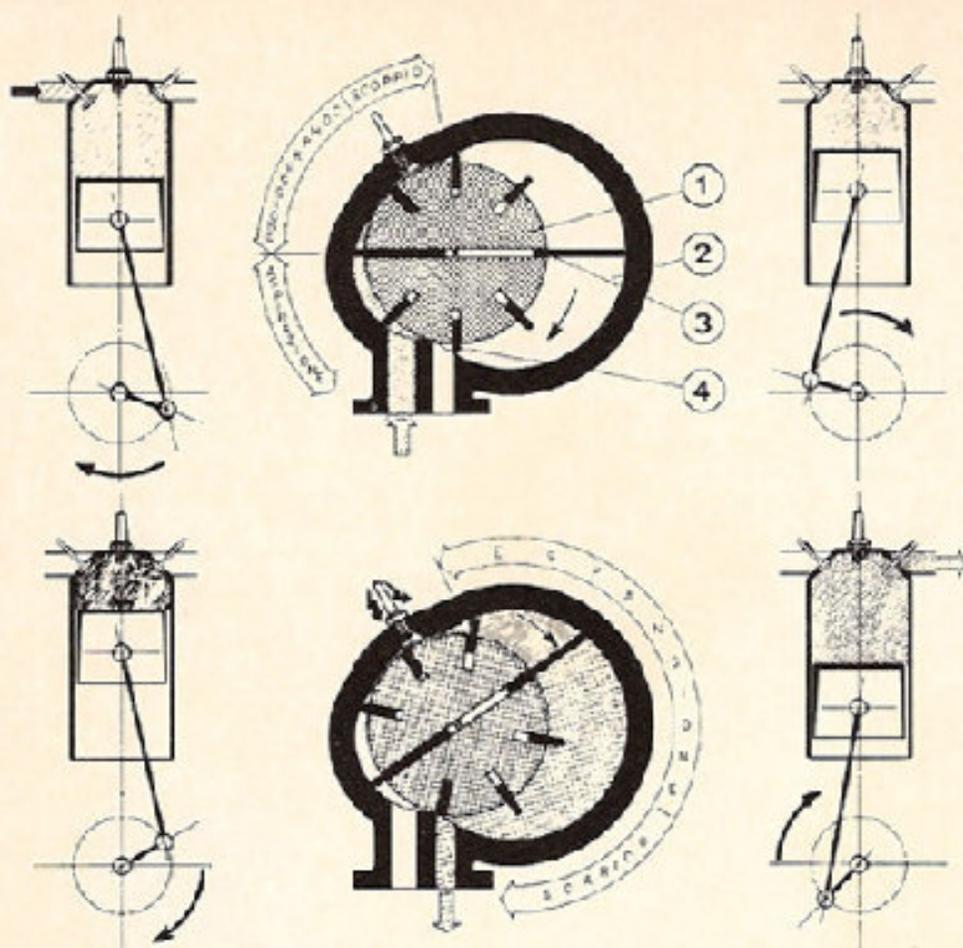


Fig. 3 - Schema e confronto col motore a ciclo Otto.

$$= 1 - k \frac{\left(1 + \theta \rho^{1-k}\right)^{\frac{1}{k}} T_1 - T_1}{\theta T_1}$$

per cui, in definitiva, risulta:

$$\eta_A = 1 - \frac{k}{\theta} \left[\left(1 + \theta \rho^{1-k}\right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right].$$

Si vede immediatamente che, essendo costante θ (cioè per una determinata temperatura iniziale ed un dato apporto di calore da parte del carburante) e per $k > 1$, si ha che:

$$\lim_{\rho \rightarrow \infty} \rho^{1-k} = 0$$

e quindi:

$$\lim_{\rho \rightarrow \infty} \eta_A = 1;$$

il risultato ottenuto evidenzia il vantaggio di operare con elevati rapporti di compressione.

Il rendimento del ciclo Otto (1-2-3-4*) è notoriamente:

$$\eta_O = 1 - \rho^{1-k}$$

(espressione facilmente deducibile anche con i dati precedentemente ottenuti).

Il rendimento dei cicli che si ottengono sfruttando le pressioni possedute dalle frazioni successive alla prima, alla fine del ciclo Otto (e che indicheremo con η_B , η_C , η_D), si può ottenere con immediatezza osservando che i cicli hanno una forma che corrisponde ad un ciclo ad espansione completa in cui sia $\rho = 1$. I vari rendimenti di indice A, B, C, D, si differenziano per il diverso valore di θ . Indicando con Φ , Γ , Σ , i valori dei rapporti: $\Delta T/T$ corrispondenti, nell'ordine, a η_B , η_C , η_D , per $\rho = 1$ si ottiene:

$$\eta_B = 1 - k \left[\left(\Phi^{-k} + \Phi^{1-k} \right)^{\frac{1}{k}} - \Phi^{-1} \right];$$

$$\eta_C = 1 - k \left[\left(\Gamma^{-k} + \Gamma^{1-k} \right)^{\frac{1}{k}} - \Gamma^{-1} \right];$$

$$\eta_D = 1 - k \left[\left(\Sigma^{-k} + \Sigma^{1-k} \right)^{\frac{1}{k}} - \Sigma^{-1} \right].$$

Calcoliamo, ad esempio, il valore di $\Phi = \frac{\Delta T_B}{T_1}$:

lungo l'isocora (4.5) vale l'uguaglianza

$$\frac{p_s}{T_s} = \frac{p_r}{T_r},$$

da cui si ottiene

$$T_r = T_s \frac{p_r}{p_s}.$$

Essendo $p_r = 1$, con semplici passaggi si ottiene:

$$\Phi = \frac{\Delta T_B}{T_r} = p_s - 1.$$

Ricordando il valore precedentemente ottenuto di p_s in funzione di p_r , si ottiene immediatamente Φ . Con procedimento del tutto analogo si possono ottenere le seguenti uguaglianze:

$$\Gamma = \frac{\Delta T_C}{T_r} = p_r - 1;$$

$$\Sigma = \frac{\Delta T_D}{T_r} = p_0 - 1.$$

5) CONSIDERAZIONI PARTICOLARI

Se confrontiamo il nostro ciclo con quello Otto, dobbiamo riconoscere al primo un maggior rendimento termico ideale e precisamente constatiamo che dovrà sussistere la seguente disuguaglianza:

$$1 - p^{1-k} < \eta \leq 1 - \frac{k}{\theta} \left[\left(1 + \theta p^{1-k} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right].$$

La figura 3 riporta una comparazione schematica tra motore alternativo e rotativo. Come si vede anche dalla figura 1 le aree spazzate dalle alette sono assolutamente indipendenti, cosicché è possibile regolare a piacere sia il rapporto di compressione sia il rapporto tra i volumi di espansione delle diverse frazioni. Il numero delle alette può essere fissato ad arbitrio, mentre la loro aderenza (e la ripresa dei giochi) col cilindro si verifica automaticamente sia che le alette siano soggette alle sole forze inerziali, sia che esse siano premute contro la parete interna del cilindro meccanicamente o idraulicamente. L'aspirazione è praticamente continua, mentre il numero di accensioni per giro uguaglia il numero di alette. E' lecito pensare che i problemi associati alla scelta dei materiali soggetti a sollecitazioni termomeccaniche siano, allo stato attuale della tecnica, virtualmente già risolti mentre particolare importanza ha il delicato problema della tenuta alla pressione delle alette, specialmente in corrispondenza alle flange che delimitano il cilindro.

6) CENNI SULLE DIMENSIONI OTTIMALI DI FUNZIONAMENTO

All'inizio del paragrafo precedente abbiamo potuto scrivere che, nel motore rotativo ad alette, il rendimento termico ideale può variare tra un valore maggiore di quello del motore Otto (a parità di p) ed un valore minore o uguale a quello del ciclo ad espansione completa. Le condizioni ottimali di funzionamento cui si tende in sede di progetto dovrebbero portare, ovviamente, alla realizzazione del massimo rendimento pratico.

Lo scopo di questi cenni non è tanto quello di risolvere il problema della ottimizzazione delle dimensioni, quanto quello di mostrare che, pur restando nell'ambito del motore ad alette (che sfrutta una camma interna, che ha tante accensioni per giro quante alette, ecc.) è possibile muoversi in diverse direzioni ottenendo diversissime geometrie e, quindi, diverse prestazioni pratiche.

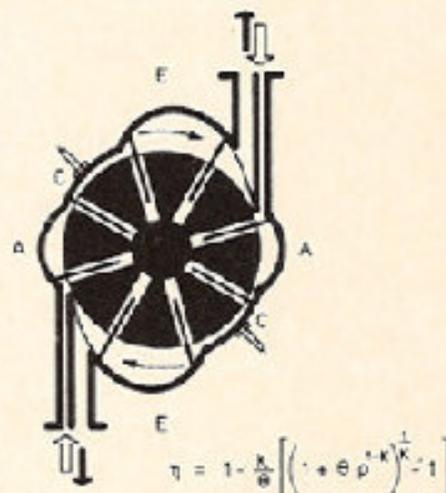


Fig. 4 - Particolare realizzazione di motore rotativo ad alette in cui ogni frazione realizza il ciclo di espansione completa e continua.

Per esempio, con la realizzazione di figura 4, che rappresenta una delle infinite geometrie possibili, si può realizzare per ogni frazione un ciclo ad espansione completa continua; qui la camma interna ha un profilo che si ripete due volte per giro, vi sono due camere di aspirazione (A), due di compressione (C), due di espansione (E). Il funzionamento è analogo a quello degli schemi già esaminati.

Confrontiamo alcuni vantaggi e svantaggi di questa realizzazione rispetto a quella di figura 1: qui abbiamo un maggior rendimento termico ideale perché ogni espansione è indipendente, inoltre esistono dei vantaggi meccanici evidenti quali l'esistenza solo di un momento torcente sull'albero senza spinte radiali sui supporti. Al primo vantaggio può contrapporsi l'influenza delle maggiori resistenze passive dovute al maggiore strisciamento delle alette nelle proprie cave contro il cilindro: se, seguendo norme consuete, tale influenza viene espressa in termini di diminuzione della pressione media effettiva, è possibile che si ve-

rifichi un « assorbimento », di tale pressione, controproducente. Non si può dimenticare, infatti, che la pressione residua al ciclo Otto (che abbiamo precedentemente indicato con p_4) è una pressione assai bassa (al più $4 \div 5 \text{ kp/cm}^2$) dell'ordine di grandezza delle pressioni assorbibili dalle resistenze passive all'interno del cilindro. Minori assorbimenti di pressione dovrebbero competere allo schema di figura 1 dato che solo due alette strisciano continuamente contro il cilindro; per contro, con questo schema, si hanno dei salti entropici sfavorevoli: il confronto fatto a tavolino rende difficile una esatta definizione di quale sia la costruzione da preferire.

Guardiamo un altro aspetto del problema: abbiamo visto che il volume di fine espansione V_4 sta al volume di aspirazione V_1 nel seguente rapporto:

$$\frac{V_4}{V_1} = \left(1 + \theta \rho^{1-\gamma} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Per calcolarne il valore assumiamo dei valori pratici di θ e di ρ : rispettivamente 6 e 3 (si è supposto che l'incremento di temperatura alla combustione, tenuto conto della dissociazione e delle variazioni del calore specifico con la temperatura, sia $\Delta T = 2100 \text{ }^\circ\text{K}$ e che la temperatura di aspirazione sia di $350 \text{ }^\circ\text{K}$). Allora risulta immediatamente:

$$\frac{V_4}{V_1} = 2,56.$$

Con la geometria di figura 4 risulta meno agevole, rispetto a quella di figura 1, la realizzazione di tale rapporto che è da ritenere piuttosto elevato (nel ciclo Otto evidentemente ha un valore unitario). Tuttavia anche qui è difficile definire la costruzione da preferire senza l'aiuto di osservazioni sperimentali (« ...Prova e riprova! »...).

Con questi cenni degli aspetti pratici della realizzazione vorremmo avere dato un'idea dell'ampiezza delle possibilità che si presentano con il motore rotativo ad alette, possibilità che, pur sfruttando la stessa idea di partenza, portano a costruzioni assai differenti.

7) CONCLUSIONE

Nella trattazione svolta ci eravamo proposti di presentare questa ideazione di motore rotativo cercando di mettere in rilievo non tanto i vantaggi nel funzionamento dipendenti dal fatto che il motore « è rotativo », quanto le caratteristiche di rendimento che ci sembrano, almeno in autotrazione, determinanti.

Lo scopo della memoria non è puramente accademico: infatti il prototipo costruito dall'Autore ha già permesso di intravedere la direzione da seguire per ottenere qualche successo. L'esperienza altrui, in questo campo, suggerisce che la messa a punto di un tale motore sarà laboriosa soprattutto per i motivi già detti, che possiamo riassumere ripetendo che il motore rotativo dev'essere in grado di competere col motore alternativo, ma che questo è « troppo » perfezionato!



SOCIETÀ PER AZIONI

Capitale Sociale L. 154 Milioni - Tesoro L. 114 Milioni

DIREZIONE PROGETTI E STUDI
AUTOVEICOLI

IL DIRETTORE

TORINO

C.C.I.A.A. di TORINO

19 settembre 1968

DFSA-1460

Egr. Sig. p.i. Piero BORIA
Via Ardigò 1
M o n z a

Egregio Signor Boria,

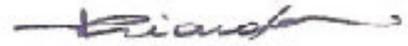
La ringrazio per la Sua cortese lettera del 10 settembre con cui mi accompagna l'estratto da " Ingegneria Meccanica " del Suo articolo " Contributo alla realizzazione di un motore endotermico volumetrico rotativo " che avevo del resto già scorso con interesse e fatto esaminare dai nostri esperti di questi problemi.

Dandole atto dell'originalità ed ingegnosità dello schema da Lei proposto, debbo però aggiungere le seguenti considerazioni :

- 1.- Il ciclo Otto ad espansione prolungata è facilmente realizzabile sia nei motori alternativi che in quelli a Lobi tipo Wankel ed è stato studiato e sperimentato più volte ma senza successo; ciò perchè l'aumento del volume che deve essere dislocato dalle parti in movimento, ed il conseguente aumento della potenza perduta per attriti, rende trascurabile il miglioramento di rendimento complessivo che il miglior rendimento termico lascerebbe sperare. A ciò si aggiunga l'aumento di peso ed ingombro, determinante qualunque sia il tipo di motore.
- 2.- Collo schema da Lei proposto, e come risulta dalla Sua rigorosa analisi termodinamica, il rendimento termico del ciclo si riduce ancora rispetto a quello del ciclo Otto con uguali rapporti di compressione e di espansione, quindi il margine eventualmente a favore si assottiglia ulteriormente.
- 3.- L'unico caso in cui si realizzano cicli ad espansione prolungata con vantaggi sui consumi e sulle potenze specifiche è quello dei motori turbogoffianti o " compound ", in cui la seconda fase dell'espansione è realizzata in una turbina.
- 4.- I meccanismi a palette radiali come quello da Lei considerato sono stati proposti e sperimentati innumerevoli volte, ed oggi sono definitivamente scartati, a causa dell'impossibilità di contenere entro valori accettabili attriti, pressioni specifiche tra le parti, temperature e trafilamenti.

Sono pertanto spiacente, pur apprezzando la serietà del
Suo lavoro, di doverLe dire che non vi vedo possibilità di pratico in
teresse.

Voglia gradire con i miei migliori saluti, sinceri au-
guri per la Sua prossima laurea.



(Ing. D. Giacosa)