

**ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA**

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
- Sede di Forlì -

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe: LM-33

TESI DI LAUREA in Disegno Tecnico assistito al Calcolatore

**STUDIO E OTTIMIZZAZIONE DI UN
PROPULSORE DIESEL PER UN PICCOLO
VELIVOLO SENZA PILOTA**

CANDIDATO
Olivucci Enrico

RELATORE
Piancastelli Luca

Anno Accademico 2013/2014
Sessione II

INDICE

<i>Capitolo 1</i>	7
<i>1.1 Finalità della dissertazione ed esigenze degli utilizzatori</i>	7
<i>1.2 Contesto di impiego del prodotto</i>	7
<i>1.3 Obiettivi</i>	8
<i>1.4 Specifica tecnica</i>	8
<i>1.5 Strumenti utilizzati per lo svolgimento del lavoro</i>	9
<i>1.6 Benefici derivanti dall'utilizzo di un propulsore Diesel</i>	9
<i>Capitolo 2</i>	11
<i>2.1 Autoaccensione di una miscela di aria e combustibile</i>	11
<i>2.2 Verifica delle condizioni di autoaccensione del gasolio all'avviamento del motore in analisi</i>	12
<i>Capitolo 3</i>	15
<i>3.1 Generalità</i>	15
<i>3.1.1 Storia</i>	16
<i>3.1.2 Metodi</i>	16
<i>3.1.3 Vantaggi</i>	16
<i>3.1.4 Svantaggi</i>	17
<i>3.1.5 Controllo</i>	17
<i>3.1.6 Picco di pressione e calore rilasciato</i>	17
<i>3.1.7 Potenza</i>	18
<i>3.1.8 Emissioni</i>	18
<i>3.2 Diagramma di indicatore</i>	19
<i>3.2.1 Cicli reali</i>	19
<i>3.2.2 Determinazione dei punti caratteristici del ciclo indicato</i>	20
<i>Capitolo 4</i>	27
<i>4.1 Cilindrata</i>	27
<i>4.2 Pressione media effettiva</i>	29
<i>4.3 Consumo orario</i>	29

<i>4.4 Rapporto “A” tra raggio di manovella e lunghezza della biella.....</i>	<i>29</i>
<i>Capitolo 5.....</i>	<i>31</i>
<i>5.1 Disposizione delle luci.....</i>	<i>31</i>
<i>5.2 Dimensionamento delle luci di lavaggio.....</i>	<i>34</i>
<i>5.3 Dimensionamento delle luci di scarico.....</i>	<i>36</i>
<i>Capitolo 6.....</i>	<i>39</i>
<i>6.1 Requisiti richiesti.....</i>	<i>39</i>
<i>6.2 Cinematismo</i>	<i>39</i>
<i>6.3 Dinamica del manovellismo.....</i>	<i>43</i>
<i>6.4 Compensazione delle forze d’inerzia.....</i>	<i>47</i>
<i>6.5 Componentistica.....</i>	<i>49</i>
<i>6.5.1 Maschetta.....</i>	<i>49</i>
<i>6.5.2 Albero motore.....</i>	<i>49</i>
<i>6.5.3 Pistone.....</i>	<i>51</i>
<i>6.5.4 Biella.....</i>	<i>54</i>
<i>6.5.5 Scelta cuscinetti.....</i>	<i>56</i>
<i>Capitolo 7.....</i>	<i>59</i>
<i>7.1 Generalità costruttive.....</i>	<i>59</i>
<i>7.2 Candeletta.....</i>	<i>62</i>
<i>7.3 Canna in ghisa.....</i>	<i>62</i>
<i>7.4 Basamento.....</i>	<i>64</i>
<i>7.5 Carter pompa.....</i>	<i>65</i>
<i>7.6 Telaio.....</i>	<i>66</i>
<i>Capitolo 8.....</i>	<i>69</i>
<i>8.1 Il carburatore.....</i>	<i>69</i>
<i>8.1.1 Scelta e regolazione del carburatore.....</i>	<i>70</i>
<i>8.2 Valvola lamellare</i>	<i>72</i>
<i>8.2.1 Funzionamento.....</i>	<i>73</i>
<i>8.2.2 Descrizione.....</i>	<i>74</i>
<i>8.2.3 Vantaggi e svantaggi.....</i>	<i>75</i>

Capitolo 9	77
9.1 Temperature in camera di combustione e scopo della Refrigerazione	77
9.2 Carichi termici degli organi del propulsore	78
9.3 Potenza termica da asportare	79
9.4 Superficie alettata	82
9.5 Forma della superficie alettata	87
Capitolo 10	89
10.1 Valvole rotanti	89
10.1.1 Dimensionamento della valvola a cilindro rotante	91
Capitolo 11	95
Bibliografia	97

Capitolo 1

Oggetto della tesi

1.1 Finalità della dissertazione ed esigenze degli utilizzatori.

La presente trattazione ha come scopo lo studio di fattibilità di un motore aeronautico destinato ai velivoli senza pilota che, pur mantenendo un costo di produzione competitivo, non necessiti di manutenzione da parte dell'utente finale.

Il ciclo di vita di tale propulsore deve essere di 300 ore di funzionamento a regime di massima potenza.

1.2 Contesto di impiego del prodotto.

Il prodotto dovrà essere montato su un drone che avrà in futuro il compito di sostituire le pattuglie della polizia nel controllo delle autostrade, con lo scopo di ottenere un risparmio di denaro e una maggior sicurezza.

Non è stato possibile utilizzare un classico motore a benzina due tempi per il semplice motivo che questo tipo di combustibile ha maggior infiammabilità rispetto al gasolio (Fig. 1), ed in caso di caduta del drone ci sarebbe la possibilità che divampi un incendio, problema che non sussiste con l'utilizzo del gasolio.

PARAMETRI FISICI DELLA COMBUSTIONE

Alcuni esempi

	Punto di infiammabilità	Temperatura di (auto)accensione	Limite di infiammabilità inf. [% Vol]	Limite di infiammabilità sup. [% Vol]
Acetilene	Gas	335 [°C]	1.5	82.0
Benzina	> -20 [°C]	257 [°C]	0.7	19.0
Gasolio	> 60 [°C]	285 [°C]	0.7	5.0
Metano	Gas	537 [°C]	5.3	14.0

1.3 Obiettivi.

L'impiego aeronautico influenza profondamente l'architettura di un propulsore imponendo alcuni vincoli, di conseguenza vengono di seguito evidenziati gli elementi che definiscono la linea guida dell'intero progetto:

- Ottimo rapporto peso-potenza in vista dell'impiego aeronautico
- Ingombro contenuto
- Assenza di manutenzione per tutta la vita prevista
- Utilizzo di una architettura semplice in modo che, riducendo il numero di componenti, si possa aumentare l'affidabilità complessiva
- Costo di produzione contenuto, ossia adeguato alla fascia di utenti che si intende soddisfare.

1.4 Specifica tecnica.

L'analisi degli obiettivi, seguita dall'assegnazione di un peso relativo (o parametro di importanza) e dallo studio delle interdipendenze generanti influenze positive e negative tra le soluzioni tecniche, ha portato alla stesura delle seguenti:

- La potenza all'albero desiderata prossima a 5 kW, mentre il peso deve essere contenuto entro 7 kg.
- Il ciclo scelto per il propulsore è quello "due tempi" in quanto consente di realizzare propulsori in cui la distribuzione non sia effettuata tramite valvole ed i relativi organi di comando.
- Il combustibile scelto è gasolio commerciale, in quanto al suo interno è contenuta una frazione di olio, utilizzabile per la lubrificazione; inoltre esso risulta meno infiammabile rispetto alle benzine in caso di collisione col suolo.
- Alimentazione mediante carburatore che permette di ottenere la miscela che andrà poi immessa prima nel carter pompa e poi in camera di combustione.
- Cuscinetti volventi lubrificati dal gasolio stesso all'interno del carter pompa.

- Carter pompa per consentire l'avviamento.
- Valvola rotante posta sullo scarico in modo da non utilizzare una pesante marmitta ad espansione.
- Inserimento di una candele per favorire l'accensione.

1.5 Strumenti utilizzati per lo svolgimento del lavoro.

Per la realizzazione di tutti i componenti e del modello finale è stato utilizzato il software di disegno 3D "Solidworks", mediante il quale è stato possibile verificare ingombri, montaggio e massa.

Per effettuare tutti i calcoli progettuali invece si è ricorso all'utilizzo di "Excel", il quale ha reso possibile la revisione del progetto in caso di modifiche in tempi relativamente brevi.

1.6 Benefici derivanti dall'utilizzo di un propulsore Diesel.

La minore infiammabilità del gasolio rispetto alla benzina costituisce un beneficio in termini di sicurezza, inoltre il maggior rendimento che un ciclo diesel permette di ottenere consente l'installazione di un compressore a comando meccanico senza penalizzare troppo i consumi specifici.

Il minor costo del gasolio, inoltre, permette di giustificare in termini economici l'uso di una parte del combustibile imbarcato per la lubrificazione e, per quanto riguarda le soluzioni tecniche, non sarebbe stato sostenibile, in termini di peso, ingombro, contaminazione con acqua, realizzare un serbatoio dell'olio che fosse sufficiente a garantire il lubrificante per tutta la vita del motore.

La mancanza dei sistemi elettrici di accensione tipici del motore a benzina consente di ottenere che gli strumenti di volo possano funzionare senza disturbi elettromagnetici e, infine, la ridondanza del sistema di iniezione permette di aumentare la sicurezza durante il volo.

Capitolo 2

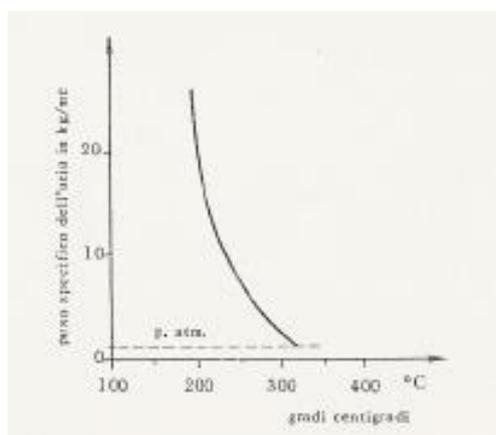
Condizioni di accensione del gasolio in un motore Diesel

2.1 Autoaccensione di una miscela di aria e combustibile

L'autoaccensione di una miscela di aria e combustibile è il risultato finale di "reazioni di prefiamma" che, fornendo prodotti instabili di parziale ossidazione e liberando calore, portano all'avvio spontaneo della combustione.

Quando l'energia rilasciata dalle reazioni chimiche di parziale ossidazione è superiore a quella che la miscela cede all'ambiente esterno, la temperatura aumenta velocizzando le ossidazioni, e, come conseguenza, avviene il processo di combustione.

Per innescare i processi di ossidazione occorre fornire al sistema una energia di attivazione sufficiente, quindi il rapporto di compressione utile ρ' deve garantire che al termine della compressione sussistano le condizioni di accensione del gasolio.



Temperatura di accensione del gasolio in funzione della densità dell'aria.

[Fonte: Stagni, "Sistemi di trazione endotermici"]

Dal grafico precedente si rileva che temperature superiori a 250°C sono sufficienti ad innescare le reazioni di prefiamma in una miscela a pressione superiore a quella atmosferica, tuttavia ciò non garantisce che l'energia rilasciata sia sufficiente ad evitare che la reazione globale si spenga, soprattutto nei casi in cui non tutto il combustibile abbia subito una parziale ossidazione.

Sperimentalmente si rileva che, se al termine della compressione si raggiungono in camera di combustione temperature superiori a 400°C, l'energia fornita è sufficiente a garantire con altissima probabilità la combustione.

In generale, il rapporto di compressione utile di un motore Diesel è superiore alle 12 unità, ma mentre per i propulsori destinati alle installazioni fisse, nei casi in cui l'aspirazione dell'aria avvenga a temperatura non profondamente influenzata dalle variazioni climatiche, tale valore è sufficiente, per le altre applicazioni il valore è scelto superiore alle 14 unità.

2.2 Verifica delle condizioni di autoaccensione del gasolio all'avviamento del motore in analisi.

I gas intrappolati in corrispondenza di tale fase possono trovarsi a temperatura e pressione atmosferica oppure avere beneficiato della compressione del carter pompa.

Si suppone che i gas intrappolati si trovino a temperatura e pressione atmosferica:

$$\rho_a = 1.2 \text{ kg/m}^3$$

$$p_a = 0,103 \text{ MPa}$$

$$T_a = 20^\circ\text{C} = 293 \text{ K}$$

$$\rho' = 25$$

$$n_c = 1,34$$

La pressione e la temperatura raggiunte al termine della compressione valgono:

$$p = p_a * (\rho')^{nc} = 7,4 \text{ MPa}$$

$$T = T_a * (\rho')^{nc-1} = 875 \text{ K} = 602^\circ\text{C}$$

Le condizioni di autoaccensione del gasolio all'avviamento sono pertanto soddisfatte, e la presenza del carter pompa è importante in quanto garantisce il sussistere di tali condizioni in presenza di temperature ambientali più rigide.

Capitolo 3

Cenni sul motore diesel HCCI.

3.1 Generalità

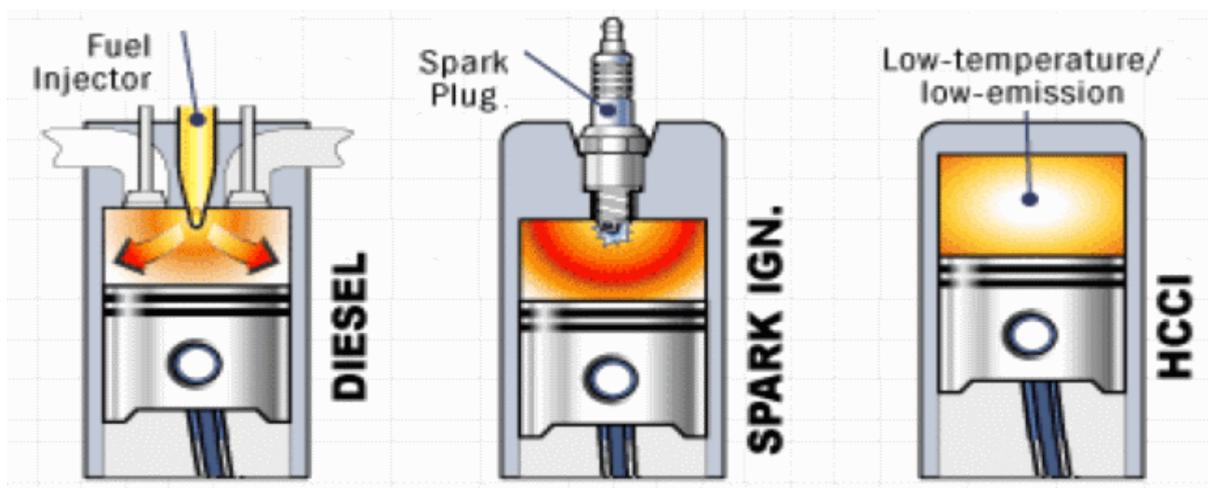
L'accensione della carica omogenea per compressione (HCCI) è una forma di compressione interna in cui il combustibile e l'ossidante (tipicamente aria), ben miscelati, vengono compressi fino al punto di autoaccensione. Come in altre forme di combustione, questa reazione esotermica, rilascia energia chimica in forma sensibile, la quale in un motore può essere trasformata in lavoro e calore.

Il motore HCCI unisce le caratteristiche dei motori benzina e diesel convenzionali. I motori a benzina combinano carica omogenea (HC) con accensione a scintilla (SI), abbreviato in HCSI. I motori diesel combinano carica stratificata (SC) con accensione per compressione (CI), abbreviato in SCCI.

Come nei motori a benzina, nei motori HCCI il carburante viene iniettato durante la corsa di aspirazione. Tuttavia piuttosto che utilizzare una scarica elettrica (scintilla) per l'accensione della di una porzione della miscela, gli HCCI fanno in modo che mediante la compressione aumenti densità e temperatura fino al punto che la miscela reagisce spontaneamente.

Nei motori Diesel il combustibile viene iniettato durante la corsa di compressione, in questo modo otteniamo un aumento delle emissioni ma una miglior efficienza del motore.

I motori HCCI sono progettati per raggiungere livelli di emissioni molto bassi (paragonabili con quelli ottenuti con motori a benzina) e l'efficienza dei motori Diesel.



3.1.1 Storia

I motori HCCI hanno una lunga storia, nonostante non abbiano avuto ampia diffusione come i motori Diesel e benzina. Si tratta essenzialmente di un ciclo di combustione Otto. Gli HCCI avevano molta popolarità prima che venisse introdotta la scintilla di accensione. Un esempio è il motore a bulbo caldo che utilizzava una camera di vaporizzazione per aiutare il mix aria-combustibile, il calore supplementare in combinazione con la compressione induceva le condizioni di combustione.

3.1.2 Metodi

Una miscela di combustibile ed aria si accende quando la concentrazione e la temperatura dei reagenti è sufficientemente alta. La concentrazione e/o la temperatura possono essere aumentate in diversi modi:

- Aumento del rapporto di compressione;
- Preriscaldamento dei gas;
- Induzione forzata;
- Riutilizzo dei gas di scarico;

Una volta raggiunto il punto di autoaccensione, la combustione avviene molto rapidamente. Quando l'autoaccensione si verifica troppo presto o con troppa energia, la combustione è troppo veloce e pressioni troppo elevate all'interno dei cilindri possono distruggere il motore. Per questo motivo, molto spesso i motori HCCI vengono adoperati con miscele "magre".

3.1.3 Vantaggi

- Poiché i motori HCCI utilizzano miscele magre, possono funzionare con rapporti di compressione tipici dei motori Diesel (>15), ottenendo in questo modo un'efficienza del 30% superiore rispetto ai motori a benzina;
- La miscelazione omogenea di carburante ed aria porta ad una combustione più pulita e a minori emissioni. Poiché le temperature di picco sono significativamente inferiori rispetto a quelle dei motori a benzina, i livelli di NOx sono quasi trascurabili, ed inoltre non si ha la produzione di particolato.
- I motori HCCI possono funzionare con benzina, gasolio e la maggior parte dei combustibili alternativi.

3.1.4 Svantaggi

- Difficile l'avviamento a freddo;
- Alti picchi di pressione nei cilindri possono danneggiare il motore;
- Il rilascio di un elevato tasso di calore e pressioni elevate contribuiscono all'usura del motore;
- L'autoaccensione è difficile da controllare al contrario dei motori Diesel e benzina in cui è controllata direttamente dall'iniezione e dalla scintilla;
- I motori HCCI hanno un piccolo range di potenza, dovuto al fatto di non poter raggiungere carichi elevati a causa della miscela magra e dei picchi di pressione;
- Le emissioni di monossido di carbonio (CO) ed idrocarburi (HC) pre-catalizzatore, sono superiori rispetto ad un tipico motore a scoppio, ciò è dovuto all'ossidazione incompleta (combustione rapida e basse temperature nel cilindro).

3.1.5 Controllo

Il controllo dei motori HCCI è più difficile rispetto ad altri motori come benzina e Diesel. In un tipico motore a benzina una scintilla viene utilizzata per accendere la miscela di aria e combustibile; mentre nei motori Diesel la combustione ha inizio quando il carburante viene iniettato nell'aria precompressa. In entrambi i casi i tempi di combustione sono esplicitamente controllati. In un motore HCCI, tuttavia la miscela di combustibile ed aria viene compressa e la combustione comincia quando vengono raggiunti pressione e temperatura sufficienti, ciò significa che non si ha un controllo diretto. I motori devono essere progettati in modo che le condizioni di accensione si verifichino con la tempistica desiderata. Per garantire un funzionamento dinamico, il sistema di controllo deve gestire le condizioni che inducono la combustione. Le opzioni includono il rapporto di compressione, la temperatura del gas introdotto, la pressione del gas introdotto, rapporto carburante-aria, o la quantità di gas di scarico mantenuto o reintrodotta.

3.1.6 Picco di pressione e calore rilasciato

In una tipica combustione benzina o Diesel, solo una piccola porzione del combustibile totale brucia contemporaneamente, ciò si traduce in basse pressioni di picco e bassi ratei di energia rilasciata.

Nei motori HCCI tuttavia, l'intera miscela aria combustibile si infiamma e brucia in un intervallo di tempo molto più piccolo con conseguenti elevate pressioni di picco e tassi elevati di energia rilasciata. Per resistere alle pressioni più elevate il motore deve essere strutturalmente più forte.

Diverse strategie sono state proposte per abbassare la velocità di combustione e la pressione di picco, per esempio la miscelazione di combustibili con diverse proprietà di autoaccensione oppure la diluizione con gas di scarico.

3.1.7 Potenza

Nei motori Diesel la potenza può essere incrementata aumentando la quantità di combustibile iniettato. Questi motori possono sopportare un aumento di potenza in quanto il tasso di rilascio dell'energia è lento. Tuttavia nei motori HCCI un aumento del rapporto combustibile/aria può portare ad avere picchi di pressione e tassi di rilascio del calore molto elevati. Inoltre, molte strategie vitali di controllo di questi motori richiedono il preriscaldamento del combustibile, in questo modo si riduce la densità e quindi la massa della carica aria/combustibile in camera di combustione, riducendo in questo modo la potenza. Questi fattori rendono l'aumento di potenza una sfida.

Una tecnica è quella di utilizzare combustibili con differenti proprietà di autoaccensione. Questo riduce il tasso di rilascio del calore e i picchi di pressione consentendo di migliorare la potenza.

Un altro modo è quello di stratificare termicamente la carica in modo che i diversi punti di questa in fase di compressione si trovino a temperature diverse e non brucino contemporaneamente.

Un terzo modo è quello di far funzionare il motore in modalità HCCI solo in condizioni di carico parziale e come un Diesel o motore ad accensione comandata in condizioni di carico più elevate.

3.1.8 Emissioni

Poiché nei motori HCCI in camera di combustione si raggiungono temperature inferiori rispetto ai Diesel e benzina, si riduce la formazione degli NOx.

Tuttavia, temperature massime basse possono portare ad una combustione incompleta del carburante, specialmente vicino alle pareti della camera di combustione. Questo porta ad elevate emissioni di monossido di carbonio ed idrocarburi, facilmente abbattibili mediante l'inserimento di un catalizzatore ossidante in uscita.

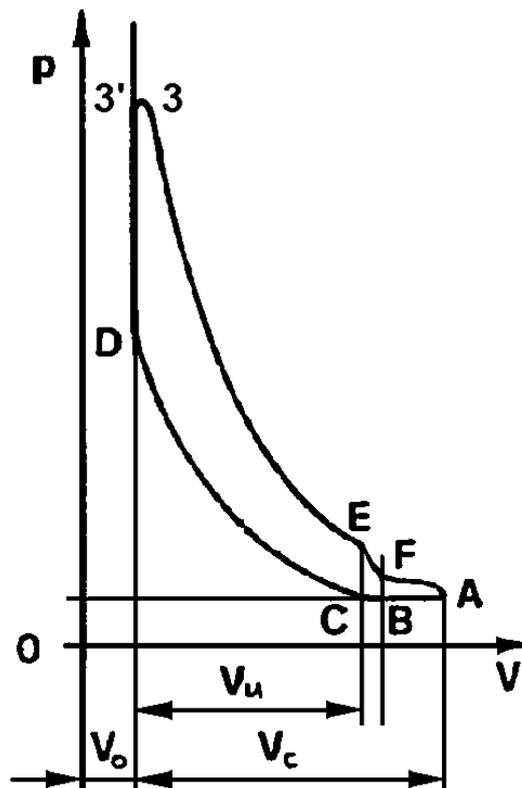
3.2 Diagramma di indicatore

3.2.1 Cicli reali

Nel ciclo Diesel ideale il calore è introdotto a pressione costante, ma le condizioni reali di funzionamento si discostano da questa situazione, tanto che gli unici propulsori per cui la combustione può essere considerata a volume costante sono motori eccezionalmente grandi e lenti.

Il diagramma reale, invece, concepisce la combustione come una trasformazione a volume costante seguita da un'altra a pressione costante, quindi può essere ricavato come caso particolare del ciclo Sabathè.

Nel grafico seguente è rappresentato l'andamento generico del ciclo di un motore due tempi.



[Diagramma di indicatore]

3.2.2 Determinazione dei punti caratteristici del ciclo indicato

-ASPIRAZIONE

I gas presenti nel cilindro durante la fase di lavaggio si trovano ad una pressione intermedia tra quella di aspirazione e quella di scarico, analogamente a quelli intrappolati in corrispondenza dell'angolo di fase $\theta = RCS$, punto C del diagramma, per merito dell'onda riflessa allo scarico che evita la fuoriuscita dell'aria nel periodo in cui sono chiuse le luci di lavaggio e sono aperte quelle di scarico (tratto BC).

La pressione dei gas racchiusi nel cilindro si assume intermedia tra quella di lavaggio e di scarico, pertanto di valore pari a 1,8 bar.

Nel caso del motore in questione non sovralimentato possono essere presenti nel cilindro gas incombusti, ma in questo caso trascuriamo questo parametro.

$$p_C = 0,18 \text{ MPa}$$

$$T_C = 100^\circ\text{C} = 373 \text{ K}$$

-COMPRESSIONE

La temperatura della carica intrappolata nel cilindro aumenta per effetto della compressione, quindi il fluido raggiunge una temperatura maggiore rispetto alle pareti del volume di contenimento e, di conseguenza, si ha uno scambio termico di sottrazione di calore alla miscela.

Per semplicità si è considerato che l'iniezione avvenga in corrispondenza del PMS, trascurando l'anticipo di iniezione, come meglio spiegato nel paragrafo seguente relativo alla combustione.

La compressione, indicata nel grafico dal tratto CD, è rappresentata tramite una trasformazione politropica con esponente medio ricavato dai dati sperimentali.

$$p_D = p_C \left(\frac{V_C}{V_D} \right)^{n_c}$$

$$T_D = T_C \left(\frac{V_C}{V_D} \right)^{n_c - 1}$$

Il rapporto tra V_C e V_D corrisponde al rapporto di compressione utile ρ' : sostituendo nelle precedenti si ottengono le espressioni nella forma desiderata.

$$p_D = p_C * (\rho')^{n_c}$$

$$T_D = T_C * (\rho')^{n_c - 1}$$

n_c dipende dal rapporto tra la superficie di scambio ed il volume del cilindro, dal tipo di raffreddamento e dal regime di rotazione: aumentando quest'ultimo parametro, si riduce il tempo di scambio e il motore tende a diventare adiabatico, perciò n_c diminuisce.

Come valore di riferimento per un motore Diesel n_c può variare tra 1,32 ed 1,38, dove i valori più alti sono applicabili ai motori aspirati.

$$p_D = p_C * (\rho')^{n_c} = 0,18 * (25)^{1,34} = 13,44 \text{ MPa}$$

$$T_D = T_C * (\rho')^{n_c - 1} = 373 * (25)^{1,34 - 1} = 1114 \text{ K}$$

-COMBUSTIONE

La fase di combustione avviene provocando un repentino aumento della temperatura e della pressione nella camera di combustione in cui avviene l'iniezione.

Nei motori Diesel, solitamente, avviene una combustione di tipo diffusivo, nel momento in cui, essendo già iniziata la combustione, continua a essere iniettato il combustibile: tale tipo di combustione è caratteristica di miscele eterogenee di combustibile e comburente che vengono a contatto sotto circostanze favorevoli.

È questo il caso in cui il combustibile venga finemente polverizzato in aria fortemente riscaldata: il vapore che si forma sulla superficie delle goccioline, si diffonde nell'aria che le circonda formando una miscela combustibile che poi brucia velocemente.

L'iniezione del combustibile inizia prima del P.M.S. e termina dopo lo stesso: l'angolo descritto dall'albero a gomiti tra l'istante in cui ha inizio l'iniezione ed il P.M.S. è chiamato angolo di anticipo dell'iniezione.

In questo caso invece, nonostante si tratti di un motore Diesel, aria e combustibile vengono inseriti all'interno della camera già sotto forma di miscela, e per questo si può parlare realmente di combustione a volume costante, in quanto raggiunto il punto di autocombustione, cioè determinata pressione e temperatura, la miscela si accende tutta contemporaneamente.

Si calcolano la pressione e la temperatura al termine della fase di combustione avvenuta a volume costante, indicata dal punto 3':

$$p_{3'} = \epsilon * p_D = p_3$$

ε è il rapporto di combustione a volume costante, i cui valori sono compresi tra 1,4 e 1,65, dove i valori più bassi sono tipici dei motori a precamera, i più alti per quelli a iniezione diretta.

Scelto $\varepsilon = 1,5$, otteniamo:

$$p_{3'} = \varepsilon * p_D = p_3 = 1,5 * 13,44 = 20,17 \text{ MPa}$$

Si pone $T_D = T_2$ in modo da utilizzare la stessa denominazione per la temperatura di fine compressione in tutta la trattazione.

L'espressione di $T_{3'}$ è la seguente, dove con le parentesi si sono voluti mettere in evidenza alcuni rapporti significativi per la trattazione:

$$T_{3'} = T_2 * (p_3 / p_2) * (R'_{r/R_a}) = T_2 * \varepsilon * (R'_{r/R_a})$$

R'_r è il valore della costante elastica dei gas in corrispondenza del punto 3'. Il suo valore è intermedio tra R_a di inizio combustione ed R_r di fine combustione in funzione del rapporto tra il calore speso esclusivamente per il passaggio da T_2 a T_3 e tutto il calore fornito.

Mediamente si ha che $R'_{r/R_a} = 0,976 R_{r/R_a}$, dove per propulsori Diesel i valori del rapporto R_r/R_a oscillano tra 1,03 e 1,05, con i valori inferiori per combustioni avvenute con forte eccesso d'aria.

L'espressione definitiva risulta la seguente

$$T_{3'} = 0,976 T_2 \frac{p_3}{p_2} \frac{R_r}{R_a}$$

Scelto $R_r/R_a = 1,04$ si ha:

$$T_{3'} = 0,976 * T_2 * \varepsilon * (R_r/R_a) = 0,976 * 1114 * 1,5 * 1,04 = 1696 \text{ K}$$

Si deve ora determinare la temperatura massima raggiunta nel ciclo, cioè T_3 , e si utilizza la seguente espressione di validità generale:

$$T_3 = T_{3'} + \frac{1}{[c_{pm}]_{T_3}} \left[\frac{\chi K_i}{(1+a)(1+a')} - [c_{vm}]_{T_2}^{T_3} (T_3 - T_2) - \Delta Q \right]$$

dove:

χ = fattore di perdita per incompleta combustione e refrigerazione delle pareti; a pieno carico è variabile nell'intervallo di valori compreso tra 0,84 e 0,92.

I valori inferiori sono tipici dei propulsori a precamera, caratterizzati da maggiori perdite di calore. Per tenere conto dell'aumento del rapporto aria-combustibile dovuto alla sovralimentazione, si fissa il suo valore a 0,9.

K_i = potere calorifico inferiore del gasolio iniettato, e vale circa 42000 kJ/kg

ΔQ = calore occultato dalla dissociazione per ogni unità di massa di fluido attivo durante la combustione a pressione costante, e risulta esprimibile dalla seguente formula empirica approssimata :

$$\Delta Q = 5,5 \cdot 10^{-4} \cdot (T_3 - 1850)^2 \quad [\text{kJ/kg}]$$

c_{pm} = calore specifico medio a pressione costante fra T_3' e T_3 . L'espressione che in genere si utilizza è la seguente:

$$[c_{pm}]_{T_3'}^{T_3} = 1,156 + 1,06 \cdot 10^{-4} \frac{T_3' + T_3}{2} \quad [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$$

α = rapporto di miscela effettivo. Valori tipici, a pieno carico, oscillano tra 18 e 22 a seconda del grado di sovralimentazione. Il motore diesel, al contrario del motore ciclo otto, non lavora con una miscela già preparata prossima al rapporto stechiometrico, bensì occorre un eccesso d'aria, come spiegato nel capitolo relativo al dimensionamento del motore, nel quale si è scelto $\alpha = 20$. Si rimanda a tale capitolo per ulteriori spiegazioni.

c_{vm} = calore specifico medio a volume costante fra T_2 e T_3' . Per una combustione che avvenga con notevole eccesso d'aria è prassi comune utilizzare la seguente:

$$[c_{vm}]_{T_2}^{T_3'} = 0,858 + 1,06 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{T_3' + T_2}{2} \quad [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$$

Da cui

$$c_{vm} = 0,858 + 1,06 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{2} \cdot (1541 + 937) = 0,989 \quad \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$$

a' = tenore di gas residui dato da m_r/m_a

$$a' = \frac{m_r}{m_a} = \frac{1}{\rho - 1} \frac{1}{\eta_v} \frac{p_r}{p_a} \frac{T_a}{T_r}$$

m_r , m_a = massa, rispettivamente, di gas residui rimasti nel cilindro dal ciclo precedente e di miscela aspirata

Il valore di a' è difficilmente determinabile, quindi viene adottata la semplificazione presentata nel capitolo relativa alla alimentazione d'aria del motore due tempi, ossia che la presenza di residui viene trascurata. Si rimanda a tale capitolo per ulteriori spiegazioni in merito. La conseguenza di questa semplificazione è trascurare la presenza di a' nella formulazione di T_3 , il che comporta l'utilizzo della seguente:

$$T_3 = T_{3'} + \frac{1}{[c_{pm}]_{T_{3'}}} \left[\frac{\chi K_i}{(1+a)} - [c_{vm}]_{T_2} (T_{3'} - T_2) - \Delta Q \right]$$

Si assegna a T_3 il valore di tentativo di 2350 K, e si calcolano i seguenti: E' ora necessario adottare un procedimento iterativo al fine di determinare c_{pm} , ΔQ e poi sostituire tali valori nella espressione di T_3 .

$$\Delta Q = 5,5 \cdot 10^{-4} \cdot (2350 - 1850)^2 = 137,5 \text{ kJ/kg}$$

$$c_{pm} = 1,156 + 1,06 \cdot 10^{-4} \cdot 0,5 \cdot (1114 + 2350) = 1,34 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Ottenendo il seguente risultato:

$$T_3 = 2200 \text{ K (primo tentativo)}$$

Il metodo iterativo deve essere continuato fino a quando si abbia coincidenza tra il valore di tentativo ed il valore ottenuto. Al termine del procedimento si ottiene un valore prossimo a 2240 K.

$$T_3 = 2240 \text{ K (temperatura massima del ciclo)}$$

Il valore di temperatura massima ottenuto cade nel campo di valori tipici dei propulsori diesel sovralimentati destinati alla trazione stradale.

Si calcola il rapporto di combustione a pressione costante per individuare il punto 3, essendo $\tau = V_3/V_0$:

$$\tau = 0,985 \frac{T_3 R_r}{T'_3 R_a}$$

$$\tau = 0,985 * 2240 / 1114 * 1,04 = 1,9$$

Da cui si ottiene:

$$V_3 = V_0 * \tau = 3180 * 1,9 = 6042 \text{ mm}^3$$

ESPANSIONE.

La fase di espansione termina nel punto E del diagramma, corrispondente all'angolo di fase $\theta = \text{AAS}$ in cui iniziano a scoprirsi le luci di scarico. La fase di espansione può essere approssimata con una politropica il cui esponente n_e , a parità di altre condizioni, si riduce all'aumentare della cilindrata unitaria e all'aumentare del rapporto corsa/alesaggio.

In generale, specialmente nei motori Diesel a causa del fenomeno della post-combustione, si verifica che all'aumentare della quantità di combustibile iniettato, come anche del numero di giri, il valore di n_e diminuisca.

Per un motore Diesel n_e varia da 1,22 a 1,26: nei motori sovralimentati può essere ridotto del 4% – 5%, in quanto aumentando la densità della carica a parità di superficie di scambio, le perdite di carico risultano proporzionalmente inferiori.

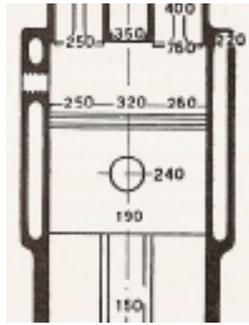
Il valore di n_e viene scelto pari a 1,24 perché non è presente la sovralimentazione.

$$p_E = p_3 \left(\frac{\tau}{\rho'} \right)^{n_e} \quad T_E = T_3 \left(\frac{\tau}{\rho'} \right)^{n_e - 1}$$

Sostituendo i valori numerici si ottiene:

$$p_E = 0,82 \text{ MPa}$$

$$T_E = 1209 \text{ K}$$



*Temperature indicative (°C) di alcuni organi
di un generico motore a combustione interna.
[Fonte: D. Giocosa, “Motori Endotermici”]*

Capitolo 4

Dimensionamento di massima di un motore diesel due tempi

4.1 Cilindrata

Il progetto porta a dover stilare certi parametri da rispettare:

$$P = 5 \text{ kW}$$

$$\eta_g = 0.3$$

Il rendimento globale η_g di un motore, ossia il rapporto tra quanto ricavato all'albero sotto forma di energia meccanica e quanto immesso sotto forma di energia termica del gasolio, è dato dal prodotto del rendimento termico con il rendimento meccanico e solitamente si aggira attorno 0,25 – 0,30.

$$H_i = 42700 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Il combustibile utilizzato è il gasolio per autotrazione in quanto possiede le proprietà lubrificanti richieste.

$$\alpha = 20 \text{ (rapporto di miscela a pieno carico)}$$

In teoria per la combustione di 1 kg di gasolio sono sufficienti 14,5 kg di aria, ma in pratica, dato l'eccesso d'aria con cui i propulsori diesel lavorano, tale valore è compreso, nel funzionamento a pieno carico, tra 18 unità per i diesel aspirati e 22 unità per quelli sovralimentati.

$$\lambda_v = 0,63$$

Questo parametro indica il valore del coefficiente di riempimento ne caso in cui il motore non sia sovralimentato.

$$\rho_a = 1.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Si considera la densità dell'aria a temperatura e pressione ambiente.

$$n = 8500 \text{ rpm}$$

$$\tau = 2$$

Dalla seguente formula si ricava la cilindrata:

$$P = \eta_g \frac{H_i}{\alpha} \lambda_v V \rho_a \frac{2n}{\tau}$$

$$V = 0,0795 \text{ dm}^3$$

$$U_p = 14 \text{ m/s}$$

Indica la velocità media del pistone, è un parametro quasi universale in quanto assume circa lo stesso valore per ogni genere di motore (5 – 25m/s) ed anche un minimo incremento è sinonimo di grande cura nel progetto e impiego di materiali pregiati.

In pratica alla U_p sono legate tutte le forze di inerzia e di attrito per cui dalla U_p dipendono le sollecitazioni che subisce il motore durante il funzionamento, così che U_p non può essere grande a piacere, a meno di far sfasciare tutto in brevissimo tempo.

Utilizzando la formula per la determinazione della U_p si ricava la corsa:

$$U_p = 2 * C * n$$

$$C = 50 \text{ mm}$$

A questo punto avendo i valori di corse e cilindrata si può ricavare l'alesaggio:

$$V = \frac{\pi * D^2}{4} * C$$

$$D = 45 \text{ mm}$$

4.2 Pressione media effettiva

Si calcola ora la p_{me} , il cui valore fornisce un riferimento sul grado di sfruttamento del motore, al fine di verificare che il valore ottenuto sia ammissibile:

$$p_{me} = \eta_g \frac{H_i}{\alpha} \lambda_v \rho_a$$

$$p_{me} = 500 \text{ kPa} = 0,5 \text{ bar}$$

La p_{me} è importantissima nello studio delle prestazioni di un motore, in quanto equivale a parlare di potenza. In questo caso il valore è relativamente basso perché la p_{me} è direttamente dipendente dalla densità della miscela aspirata, dalle qualità chimiche del combustibile e dal coefficiente di riempimento del cilindro, quindi si otterranno valori maggiori della p_{me} nel caso di motori sovralimentati.

4.3 Consumo orario

Vengono ora calcolati il consumo specifico previsto ed il consumo orario:

$$q = 3.6 \cdot 10^6 / \eta_g \cdot H_i = 308 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

$$Q_{\text{orario}} = P \cdot q = 1,54 \text{ kg}$$

4.4 Rapporto "A" tra raggio di manovella e lunghezza della biella

Per contenere le dimensioni ed il peso del propulsore è necessario adottare bielle corte quanto più possibile in relazione alla corsa del motore, inoltre tale soluzione permette il contenimento del volume nocivo del carter-pompa. Una biella corta è anche più rigida e leggera.

Tuttavia, quest'ultima, a parità di corsa, si inclina maggiormente, e, di conseguenza, aumentano le spinte del pistone contro la parete del cilindro, si incrementano le perdite per attrito e cresce l'usura, senza contare il fatto che nelle pareti laterali del cilindro si trovano le luci, elemento che favorisce l'abrasione reciproca di mantello del pistone e canna.

Inoltre, a parità di regime di rotazione, il pistone è sottoposto ad accelerazioni maggiori, con aumento delle sollecitazioni meccaniche, anche per il fatto che vi è necessità di un mantello di dimensioni maggiori per guidare il pistone mosso da una biella corta.

In conclusione l'impiego aeronautico, che implica la necessità di contenere pesi e dimensioni quanto più possibile, e il contenimento del volume nocivo del carter-pompa, si sceglie la soluzione che prevede la lunghezza di biella pari a due volte la corsa:

$$L = \text{lunghezza di biella} = 2 * C = 100 \text{ mm}$$

$$R = \text{raggio di manovella} = \frac{1}{2} * C = 25 \text{ mm}$$

Quindi il rapporto “ Λ ” tra raggio di manovella e lunghezza della biella vale:

$$\Lambda = \frac{R}{L} = \frac{1}{2} * C / 2 * C = 0,25$$

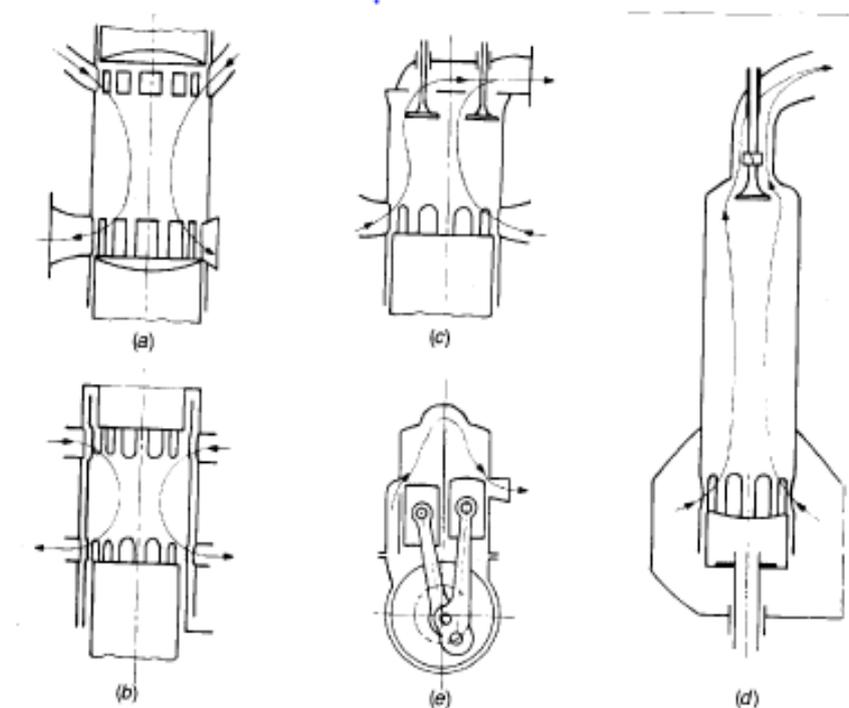
Capitolo 5

Alimentazione d'aria del motore.

5.1 Disposizione delle luci

Si possono raggruppare le varie soluzioni costruttive che in passato sono state realizzate, in due principali categorie: quelle che permettono di ottenere un lavaggio unidirezionale, ossia senza inversione della direzione del moto della colonna fluida nel cilindro, e quelle che danno luogo ad un lavaggio a correnti riflesse.

La figura mostra alcuni esempi del primo tipo, caratterizzati dal fatto che le luci di lavaggio sono poste ad un estremo del cilindro, opposte alla zona in cui si trovano le luci di scarico.

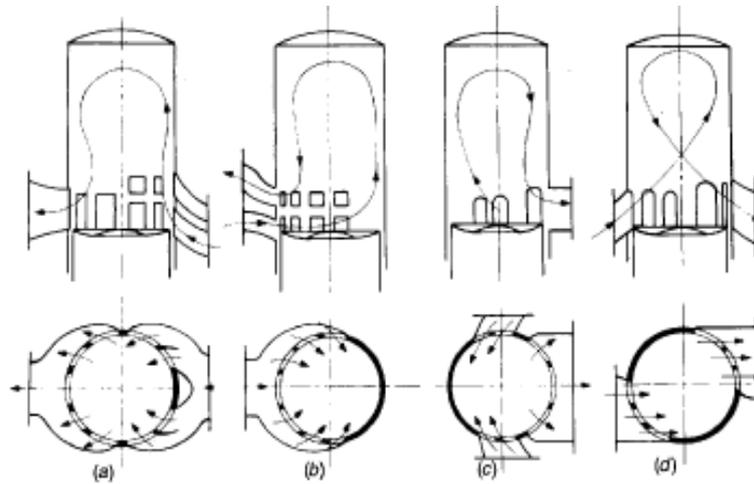


[Luci di lavaggio e scarico opposte]

In generale però tutti questi sistemi unidirezionali, nonostante le buone prestazioni offerte dal punto di vista del lavaggio, sono meno usati di quelli a

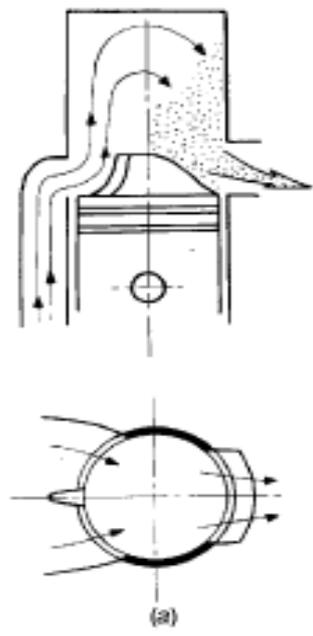
correnti riflesse, che presentano sempre una maggior semplicità dal punto di vista costruttivo, perché l'introduzione dell'aria di lavaggio e lo scarico dei gas avviene esclusivamente attraverso feritoie aperte e chiuse dal pistone.

La figura successiva riporta alcune tipiche soluzioni adottate sui diesel.



[Tipiche luci per motori Diesel]

La disposizione scelta per le luci è quella a correnti trasversali, soluzione che favorisce l'espulsione dei gas combusti, ed anche l'ottenimento di aree di passaggio sufficientemente grandi da consentire la corretta alimentazione d'aria in un motore diesel veloce.

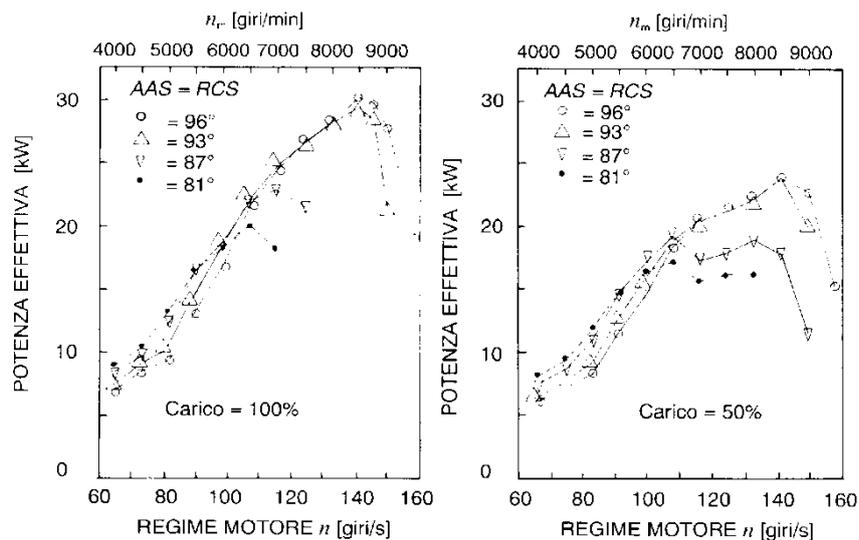


[Fonte: G. Ferrari "Motori endotermici"]

La fasatura delle luci deve essere ottimizzata per ottenere il miglior riempimento possibile a discapito della elasticità, caratteristica che in un propulsore per un drone non interessa.

Per ottimizzare il funzionamento a regimi prossimi a quello di potenza massima occorrono sezioni di passaggio e fasature ampie, infatti i loro valori ottimali sono crescenti all'aumentare del regime di funzionamento. Al crescere della U_p , infatti, diminuisce il tempo di sostituzione dei gas combusti, e quindi una maggiore altezza delle aree di passaggio facilita il rinnovo della carica nel cilindro.

A titolo di esempio vengono riportati due grafici relativi all'andamento della potenza effettiva in funzione dei giri dell'albero motore al variare di AAS (cioè dell'angolo corrispondente all'anticipo rispetto al punto morto inferiore di apertura della luce di scarico).



[Fonte: G. Ferrari "Motori endotermici"]

La fasatura più ampia, sia in condizione di piena ammissione, sia al 50% del carico, favorisce l'erogazione ai più alti regimi.

Ne consegue che non è necessario adottare alcuna valvola parzializzatrice delle luci di passaggio dei fluidi, e quindi si pone il valore di AAL pari a 70° proprio per ottimizzare il funzionamento ai regimi più elevati.

Per dimensionare le luci si calcola la frazione di spostamento ξ del pistone all'apertura delle luci:

$$\xi = \frac{s_p}{C} = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\Lambda} - \cos(\pi - \theta) - \frac{1}{\Lambda} \sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2(\pi - \theta)} \right]$$

Nella formula precedente sono stati usati i seguenti simboli:

s_p è lo spostamento del piede di biella dal punto morto superiore

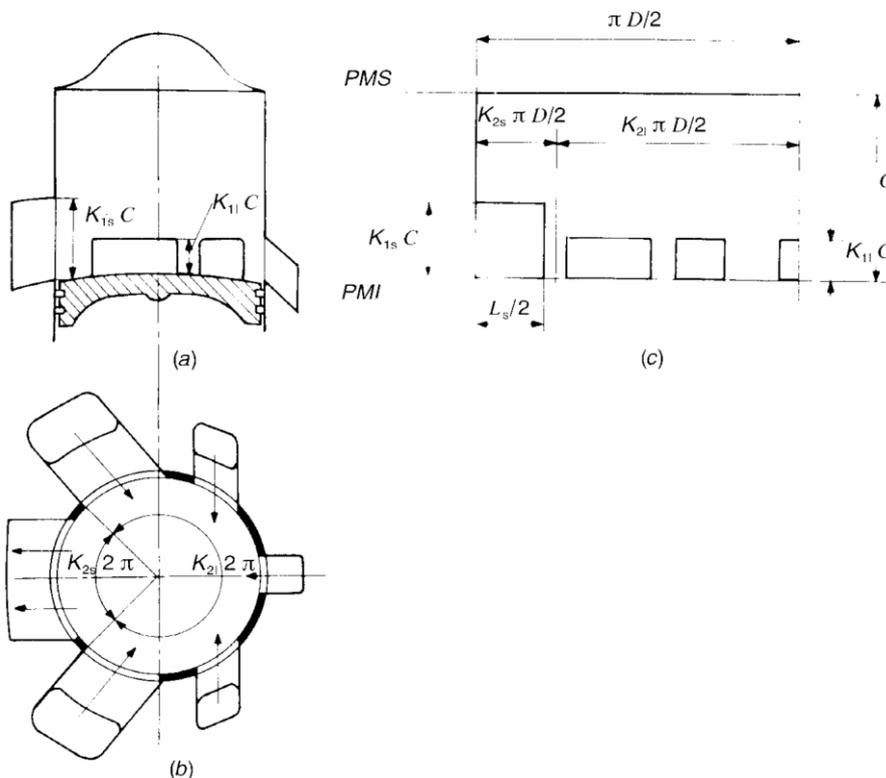
C è la corsa del pistone e vale 50 mm

$\Lambda = \frac{R}{L}$ è il rapporto fra il raggio di manovella e la lunghezza della biella, e per

esso si assume il valore $\Lambda = 0,25$, come spiegato nei precedenti capitoli.

θ è l'angolo di fasatura della luce

5.2 Dimensionamento delle luci di lavaggio



[Fonte: G. Ferrari "Motori endotermici"]

Posto $AAL = 70^\circ$ otteniamo

$$\xi = 0,73$$

L'altezza della luce di lavaggio h_1 è data dal prodotto

$h_1 = C * K_1$ dove

$$K_1 = 1 - \xi$$

Il coefficiente K_1 , fissando l'altezza delle luci in funzione della corsa, determina la fasatura del motore, ed il suo valore è limitato dalla esigenza di non ridurre troppo le fasi di compressione ed espansione.

Sostituendo i valori ottenuti per ξ e C otteniamo:

$$K_{11} = 1 - \xi = 1 - 0,73 = 0,27$$

$$h_1 = C * K_{11} = 50 * 0,27 = 13,7 \text{ mm}$$

i risultati sono accettabili, in quanto solitamente i valori di K_1 per la luce di lavaggio sono compresi tra 0,15 e 0,25, crescenti con la u_p .

La lunghezza della serie di luci di lavaggio (L_{tl}) è in relazione con la circonferenza del cilindro secondo la seguente:

$$L_{tl} = K_{21} * K_{31} * \pi * D$$

Dove D è l'alesaggio e vale 45 mm

Il coefficiente K_{21} indica la porzione di circonferenza occupata dalla serie di luci di lavaggio, e dipende sia dal tipo di sistema di lavaggio scelto sia dalla necessità o meno di realizzare sulla stessa circonferenza sia le luci di lavaggio che quelle di scarico. Il suo valore, compreso tra 0,2 e 1, nel propulsore in studio vale 0,25 in quanto la zona di ingresso della carica occupa un quarto della circonferenza.

Il coefficiente di ingombro K_{31} tiene conto del fatto che la larghezza totale utile per il passaggio del fluido è inferiore a quella geometrica disponibile per la presenza di tratti pieni tra due luci consecutive. La scelta deve rispettare le esigenze di resistenza della struttura e la necessità di evitare l'incastamento delle fasce del pistone sulle feritoie, pertanto generalmente i suoi valori sono compresi tra 0,7 e 0,8.

Sostituendo i valori nella formula precedente si ottiene

$$L_{tl} = K_{21} * K_{31} * \pi * D = 0,25 * 0,8 * \pi * 95 = 26,5 \text{ mm}$$

$$A_l = \text{area delle luci di lavaggio} = h_l * L_{dl} = 13,7 * 26,5 = 362 \text{ mm}^2$$

5.3 Dimensionamento delle luci di scarico

L'apertura delle luci di scarico determina la fine della fase di espansione, e generalmente in un motore due tempi il valore dell'anticipo di apertura è compreso tra 60° ed 80°, dove i valori più elevati sono quelli ottimali per il passaggio dei gas alle u_p maggiori.

Inoltre, quando si verifica l'apertura delle luci di lavaggio, la pressione all'interno del cilindro deve essere prossima a quella di mandata della pompa di lavaggio, in modo da evitare che i gas combusti possano entrare nel sistema di adduzione della carica fresca.

Siccome per il propulsore è previsto un impiego prossimo ai regimi di potenza massima a discapito della elasticità si pone AAS = 80°, e si utilizzano le stesse formule utilizzate in precedenza per il sistema di lavaggio.

posto AAS = 80° otteniamo

$$\xi = 0,65$$

L'altezza della luce di scarico h_s è data dal prodotto

$$h_s = C * K_{1s} \text{ dove}$$

$$K_{1s} = 1 - \xi$$

Sostituendo i valori ottenuti per ξ e C otteniamo:

$$K_{1s} = 1 - \xi = 1 - 0,65 = 0,35$$

$$h_s = C * K_{1s} = 50 * 0,35 = 17,5 \text{ mm}$$

i risultati sono accettabili, in quanto solitamente i valori di K_1 per la luce di scarico sono compresi tra 0,2 e 0,35 dove i valori più elevati sono quelli ottimali per il passaggio dei gas alle u_p maggiori.

La lunghezza della serie di luci di scarico (L_{ts}) è in relazione con la circonferenza del cilindro secondo la seguente relazione:

$$L_{ts} = K_{2s} * K_{3s} * \pi * D$$

Dove D è l'alesaggio e vale 45 mm.

I coefficienti K_{2s} e K_{3s} hanno un significato analogo a quello dei corrispondenti per le luci di lavaggio, ma bisogna considerare l'importanza del rapporto tra l'area della sezione di scarico A_s e quella di ingresso della carica fresca, A_l .

Se si riduce il rapporto A_s/A_l si notano benefici effetti sul riempimento dovuti alla contropressione allo scarico, in quanto la pressione interna al cilindro, p_{cl} , sarà intermedia a quella di lavaggio, p_l , e quella di scarico p_s , prestando attenzione che la quantità di residui di combustione rimanga entro limiti accettabili.

Si adotta una valvola rotante allo scarico allo scopo di migliorare il riempimento, e di conseguenza la lunghezza della serie delle luci di scarico, L_{ts} , può essere scelta uguale a quella delle luci di lavaggio, L_{tl} , ossia la massima ammissibile in relazione al sistema scelto, in modo da minimizzare le perdite di carico.

$$L_{ts} = L_{tl} = 26,5 \text{ mm}$$

$$A_s = h_s * L_{ts} = 17,5 * 26,5 = 466 \text{ mm}^2$$

I risultati ottenuti sono raccolti nella tabella seguente:

	Anticipo apertura rispetto al pmi	h (mm)	L_t (mm)	Area (mm ²)
Lavaggio	70°	13,7	26,5	362
Scarico	80°	17,5	26,5	466

Capitolo 6

Il manovellismo

6.1 Requisiti richiesti

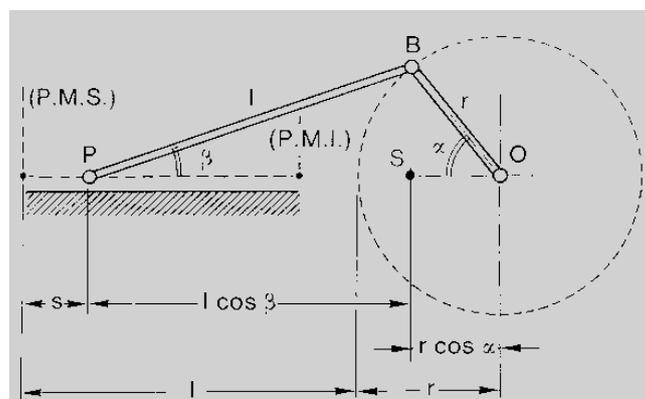
Il manovellismo è la parte fondamentale del motore, pertanto, da parte degli utenti, viene dato per scontato il suo ottimale funzionamento, trascurando spesso il controllo del liquido lubrificante necessario al moto del sistema.

La scelta di un ciclo “due tempi” orienta la nostra scelta verso cuscinetti volventi, mentre l’impiego di gasolio come carburante ci permette di sfruttare il suo contenuto di olio per la lubrificazione.

La durata del componente deve essere di 1000 ore al regime di massima potenza, periodo considerevole se si pensa che il numero di ore di volo medio annuale per i piloti di ultraleggeri si aggira attorno alle 50 unità.

6.2 Cinematismo

Lo studio cinematico del sistema articolato biella manovella è volto a determinare velocità ed accelerazione del piede di biella (P). Ambedue sono dipendenti dal moto del bottone di manovella (B) che si assume circolare uniforme ed in condizioni di regime stazionario, cioè con velocità angolare (ω) costante.



L : lunghezza della biella

r : lunghezza della manovella coincidente con metà della corsa spazzata dal pistone.

α : angolo al centro fra la manovella e l'asse del manovellismo, in questo caso centrato.

β : angolo di inclinazione della biella rispetto al medesimo asse.

s : spostamento del piede di biella dal Punto Morto Superiore.

Risulta immediatamente:

$$s = r (1 - \cos \alpha) + L (1 - \cos \beta)$$

dove compaiono entrambi i parametri angolari α e β mentre si vuol ricercare una relazione che leghi lo spostamento lineare del pistone con la posizione della manovella.

Essendo:

$$r \operatorname{sen} \alpha = L \operatorname{sen} \beta \quad \text{Si ha: } \operatorname{sen} \beta = \frac{r \cdot \operatorname{sen} \alpha}{L}$$

Ponendo $\lambda = \frac{r}{L}$, si ottiene: $\operatorname{sen} \beta = \lambda \cdot \operatorname{sen} \alpha$

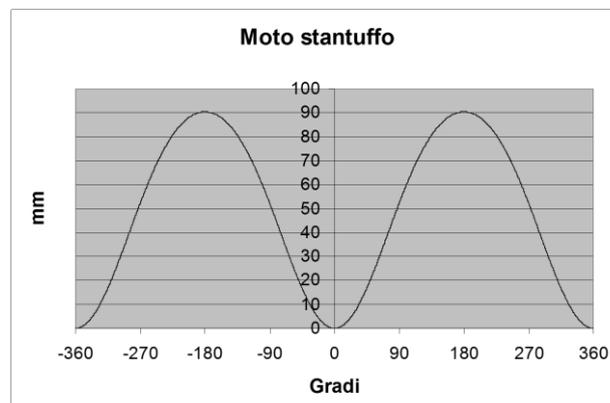
Da questa espressione si ricava per ogni posizione della manovella l'angolo β della biella. Per $\alpha = \frac{\pi}{2}$, $\operatorname{sen} \alpha$ è uguale a 1 e perciò il valore dell'angolo β diviene massimo, ossia: $\operatorname{sen} \beta = \lambda$

Ricordando l'espressione trigonometrica: $\cos \beta = \sqrt{1 - \operatorname{sen}^2 \beta}$ e sostituendo il valore di $\operatorname{sen} \beta$, calcolato in precedenza, si ha:

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

Che, riportata nell'espressione di s , fornisce la relazione fra spostamento dello stantuffo ed angolo della manovella:

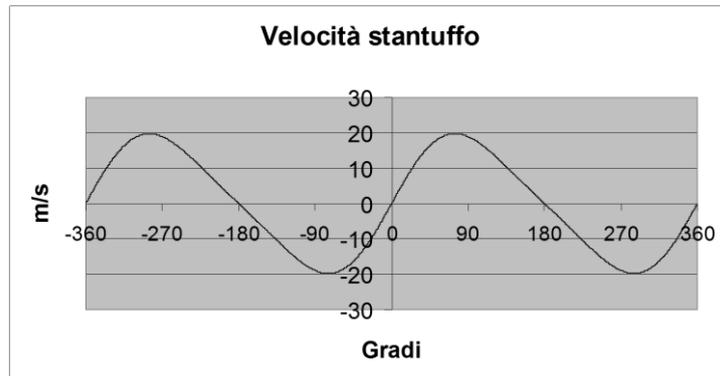
$$s = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \operatorname{sen}^2 \alpha})$$



Si ottiene la velocità del pistone osservando che $\alpha = \omega t$, ed $\omega = \text{costante}$:

$$V = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \cdot \omega$$

$$\text{Da cui: } V = r\omega \cdot \left(\text{sen}\alpha + \lambda \cdot \frac{\lambda \cdot \text{sen}2\alpha}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \text{sen}^2\alpha}} \right)$$



È in genere lecito, a questo punto effettuare un'approssimazione in quanto il parametro $\lambda = \frac{r}{L}$ è spesso piccolo rispetto ad 1 ($\lambda = 0,1 \div 0,3$) quindi $\lambda^2 \ll 1$.

Essendo $\text{sen}^2\alpha \leq 1$, si può raccogliere $\frac{1}{\lambda^2}$ e trascurare rispetto ad esso $\text{sen}^2\alpha$.

Si ottiene:

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

Da cui, derivando, si ricava l'accelerazione del piede di biella:

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2}$$

$$\text{quindi: } a = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

L'accelerazione istantanea si compone di due termini, ciascuno dei quali può essere assimilato alla legge di un moto armonico.

Il primo :

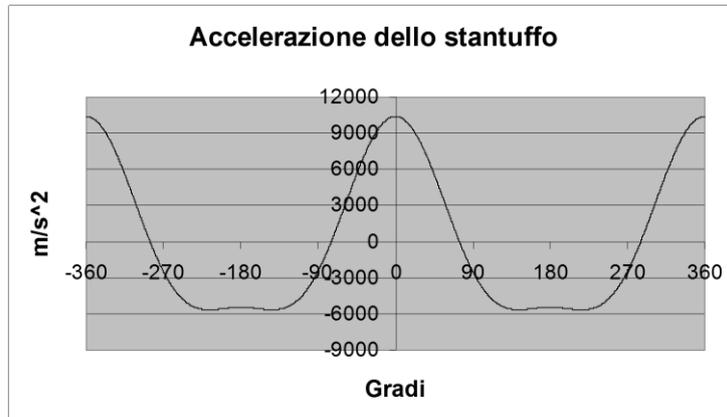
$$a^I = \omega^2 \cdot r \cdot \cos\omega t$$

rappresenta l'accelerazione in un moto armonico di ampiezza r e pulsazione ω .

Il secondo:

$$a'' = \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot \cos 2\omega t$$

È relativo ad un moto di pulsazione doppia (2ω) e ampiezza ridotta (λr).



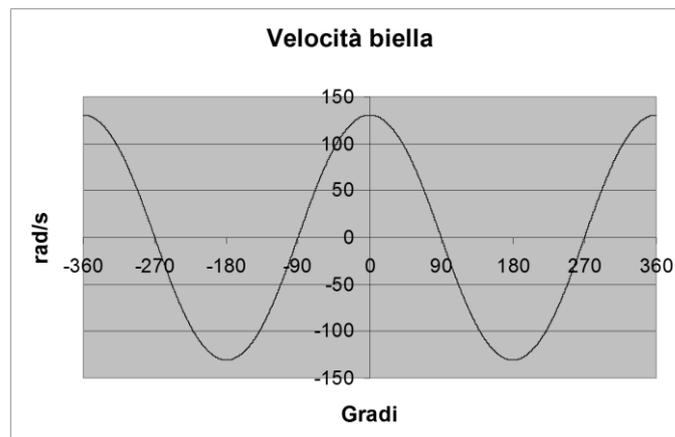
La cinematica della biella è determinata dal suo angolo di rotazione β espresso da:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}$$

Derivandola rispetto al tempo si ottiene: $\cos \beta \cdot \frac{d\beta}{dt} = \lambda \cdot \cos \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \lambda \cdot \cos \alpha$

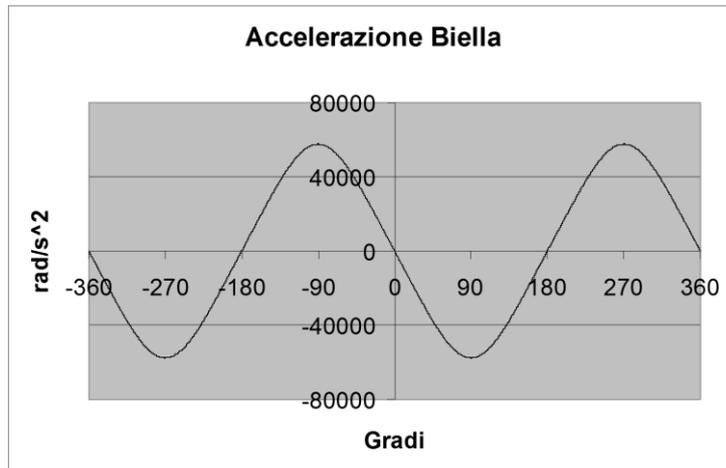
La velocità angolare della biella risulta pertanto:

$$\omega_b = \frac{d\beta}{dt} = \omega \cdot \lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}$$



Mentre la sua accelerazione angolare è espressa da:

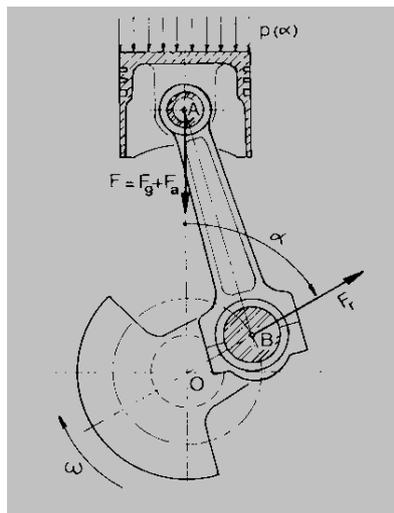
$$\dot{\omega}_b = \frac{d\omega_b}{dt} = -\omega^2 \cdot \lambda \cdot \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \beta} - \lambda \frac{\sin \beta \cdot \cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right)$$



La conoscenza delle caratteristiche cinematiche di manovella, biella e stantuffo consente di eseguire un'analisi accurata della dinamica del manovellismo. Ogni componente, infatti, è soggetto a forze e coppie d'inerzia, le quali dipendono dalla precedente analisi cinematica.

6.3 Dinamica del manovellismo

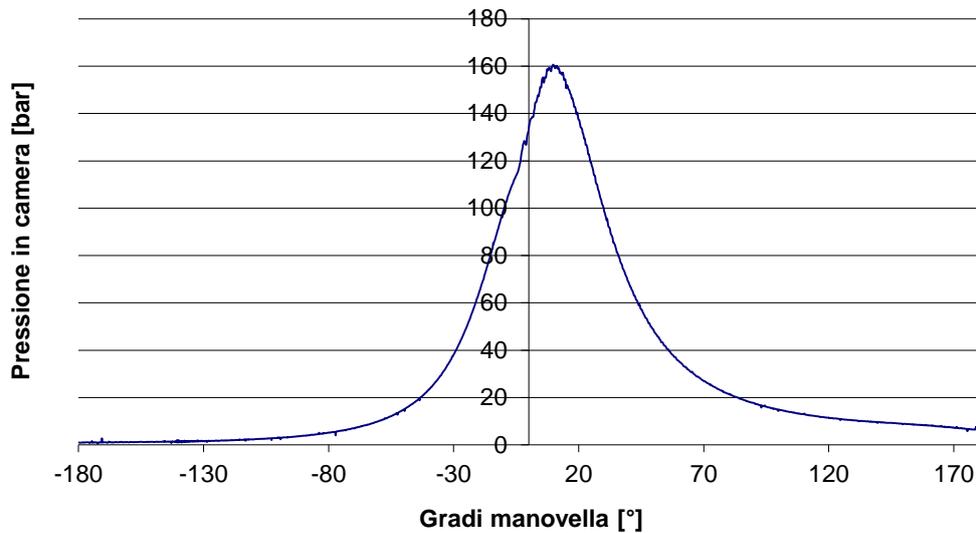
Le forze che agiscono sul manovellismo si suddividono in forze dovute alla pressione dei gas contenuti nel cilindro e forze d'inerzia agenti sulle parti in movimento.



[Fonte: G. Bocchi "Motori Endotermici"]

In ogni cilindro si viene a creare un gradiente di pressione variabile in funzione dell'angolo di manovella del tipo in figura:

Ciclo indicato



Le forze dovute alla pressione dei gas si ricavano dalla relazione:

$$F_g = (p(\alpha) - p_0) \frac{\pi D^2}{4}$$

Essendo D il diametro dello stantuffo, $p(\alpha)$ la pressione dei gas all'interno del cilindro e p_0 la pressione esistente all'interno del basamento, pari alla pressione atmosferica.

Per quanto riguarda la $p(\alpha)$ il suo valore è 20 MPa.

Sostituendo i valori numerici, ricordando $D = 45\text{mm}$, abbiamo

$$F_{\text{max}} = 32000 \text{ N}$$

Difficilmente tale valore potrà essere raggiunto, tuttavia vanno considerate anche queste situazioni sporadiche che costituirebbero una situazione di pericolo qualora il pilota, per riaccendere repentinamente il motore in quota, effettuasse una picchiata.

La forza di pressione va a scaricarsi attraverso biella e manovella sul basamento generando, per l'architettura del sistema articolato, una coppia motrice all'albero ed una coppia di reazione sul basamento stesso uguale ed opposta alla prima.

Le forze di inerzia, che agiscono sulle parti mobili del manovellismo, sono divisibili in forze di inerzia agenti sulle parti dotate di moto alterno e forze di inerzia agenti sulle parti dotate di moto rotatorio. Dalle leggi che governano il moto degli organi costituenti il manovellismo e note le relative masse è possibile ricavare le forze che su di essi agiscono. - Le parti dotate di moto alternato sono

soggette a forze d'inerzia calcolabili per mezzo della formula generale $F_a = -m_a a$, in cui m_a ingloba le masse in moto alterno ed a è l'accelerazione dello stantuffo, si ottiene quindi:

$$F_a = -m_a \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

La forza d'inerzia F_a , costantemente diretta lungo l'asse del cilindro, risulta variabile in grandezza e verso ed ha segno opposto a quello dell'accelerazione a ; è inoltre costituita dalla somma di due termini: la forza alterna d'inerzia del primo ordine F_a^I (il termine in $\cos\alpha$), e la forza alterna d'inerzia del secondo ordine F_a^{II} (il termine in $\cos 2\alpha$).

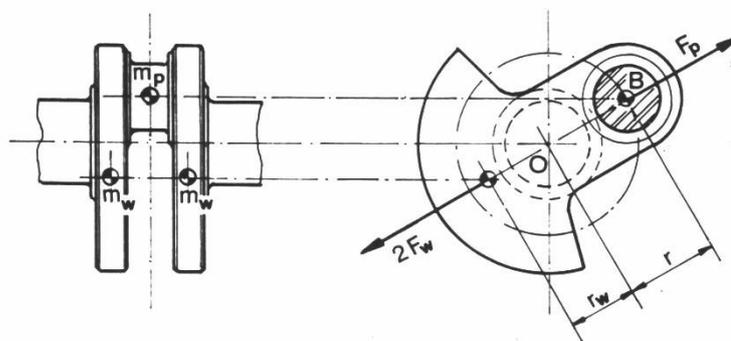
Le parti dotate di moto rotatorio (gruppo della manovella) sono soggette alla forza centrifuga $F_r = m_r \omega^2 r$ che rappresenta un vettore rotante, costante in modulo, passante per l'asse di rotazione della manovella. Nella F_r il termine m_r rappresenta la massa rotante complessiva ridotta a raggio di manovella r .

La riduzione delle masse al raggio di manovella deve essere effettuata in modo da assicurare uguaglianza tra le forze centrifughe agenti sulle masse effettive e quelle agenti sulle masse ridotte:

$$m_W \cdot r_W \cdot \omega^2 = m'_r \cdot r \cdot \omega^2$$

Dove m_W = massa delle due maschette concentrata nel relativo baricentro al raggio r_W . Essa equivale appunto alla massa m'_r sul raggio r .

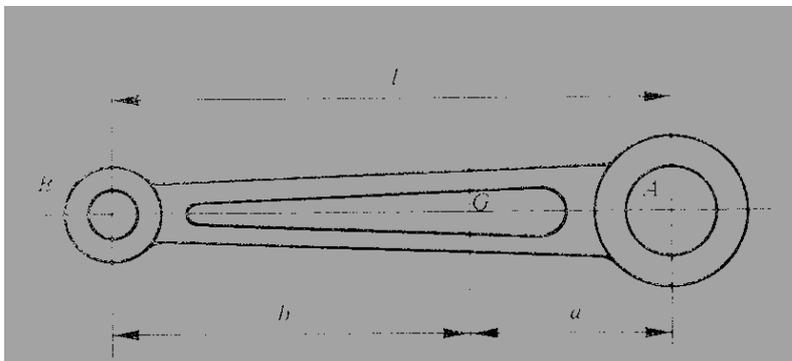
La massa m_p del perno di biella non richiede alcuna riduzione in quanto il suo baricentro, essendo sull'asse del perno stesso, si trova già a distanza r dall'asse di rotazione della manovella.



[Fonte: G. Bocchi "Motori Endotermici"]

Le parti dotate di moto roto-traslatorio (gruppo della biella) sono sostituite da un sistema dinamicamente equivalente costituito da due masse concentrate ed un momento di inerzia puro, entità che non ha aderenza fisica ma serve a soddisfare compiutamente il sistema di equazioni del moto così da assicurare l'equivalenza anche dal punto di vista della risultante delle forze di inerzia. Si ha quindi:

- I. Una massa m_B nel centro del piede di biella assoggettata alla cinematica dello stantuffo;
- II. Una massa m_A nel centro della testa di biella assoggettata alla cinematica della manovella;
- III. Un momento d'inerzia puro J' ;



Le relazioni che soddisfano l'equivalenza sono:

$$m_B = m_b \cdot \frac{a}{L}$$

$$m_A = m_b \cdot \frac{b}{L}$$

$$J' = J - m_b \cdot ab$$

Dove

a: distanza tra testa di biella "A" e baricentro "G"

b: distanza tra piede di biella "B" e baricentro della stessa

L: lunghezza totale biella

m_b : massa biella

J : momento d'inerzia della biella rispetto ad un asse passante per il baricentro e normale al piano del moto

Ricapitolando l'intero manovellismo risulta sollecitato da:

Una forza alterna d'inerzia:

$$F_a = -m_a \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

dove $m_a = m_s + m_B$

con m_s = massa di stantuffo, spinotto e segmenti

Una forza rotante d'inerzia:

$$F_r = (m_A + m_p) \cdot r \cdot \omega^2 \pm m'_r \cdot r \cdot \omega^2$$

Il segno dipende dalla posizione delle masse delle maschette e ciò sarà sfruttato per l'equilibratura.

Una coppia pura d'inerzia:

$$M_i = -\dot{\omega}_b \cdot J'$$

questa coppia è scomposta in una coppia di forze equivalente

$$F_{y \text{ coppia}} = \frac{M_i}{L \cdot \cos \beta}$$

6.4 Compensazione delle forze d'inerzia

In un manovellismo monocilindrico la forza di inerzia rotante deve essere equilibrata direttamente con la disposizione eccentrica della massa delle maschette rispetto all'asse di rotazione. La somma dei termini $m'_r + (m_p + m_A)$ deve essere nulla.

Ricordando che m'_r è una massa ridotta al raggio di manovella :

$$m'_r = m_W \cdot \frac{r_W}{r} = -(m_p + m_A)$$

Il baricentro delle maschette dovrà cadere dalla parte opposta al perno di manovella e soddisfare la seguente:

$$r_W = -(m_p + m_A) \cdot \frac{r}{m_W}$$

Nei pluricilindrici una disposizione sfasata dei bottoni di manovella può equilibrare la forza rotante.

Nella forza di inerzia alterna, come visto, possiamo distinguere i due contributi

$$F_a^I = (-m_a \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \alpha)$$

$$F_a^{II} = (-m_a \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

La forza alterna del secondo ordine F_a^{II} contiene il termine $\lambda = 0,1 \div 0,2$ risultando di minor intensità rispetto alla forza alterna del primo ordine F_a^I . Inoltre essa, come già descritto per le accelerazioni, ha pulsazione doppia.

Per questo motivo spesso ci si limita a compensare le forze di inerzia del primo ordine considerando le restanti solo in presenza di fenomeni di risonanza.

La F_a^I può esser vista come la risultante di due forze controrotanti H con velocità angolare ω , disposte simmetricamente rispetto all'asse del manovellismo e di intensità $H = \frac{1}{2} F_a^I$; una ruoterà in modo solidale alla manovella e sarà equilibrata da una massa eccentrica sulla maschetta, tale da creare una forza centrifuga rotante di uguale intensità ma radialmente opposta. Per equilibrare la forza H , rotante in senso opposto alla manovella, è necessario un apposito albero controrotante.

In questo caso specifico per compensare le forze di inerzia del primo ordine si è ricorsi al bilanciamento mediante l'alternatore, mettendo dei contrappesi sulle pulegge. Il moto tra i due alberi di motore e alternatore viene trasmesso attraverso una cinghia dentata come mostrato in figura.



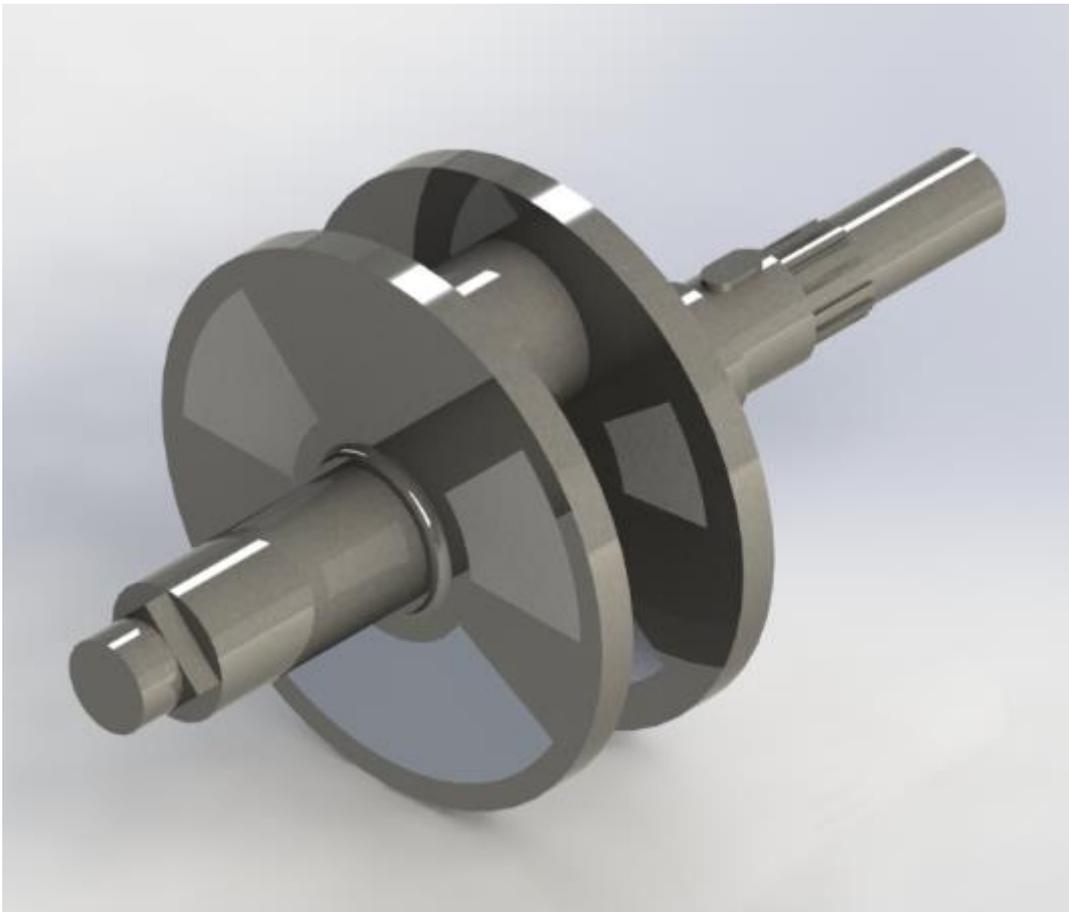
6.5 Componentistica

6.5.1 Maschetta

Il propulsore 2T dotato di carter pompa necessita del minimo volume nocivo, per questo motivo la maschetta viene realizzata in forma circolare a pieno riempimento.

Questo elemento viene utilizzato per il bilanciamento delle forze centrifughe, per renderlo possibile vengono realizzati fori di alleggerimento riempiti con materiali a diversa densità (plastiche, alluminio, tungsteno), a seconda di dove si desidera far cadere il baricentro.

6.5.2 Albero motore



[Albero motore e maschetta]

Il progetto di un albero a gomiti è qualcosa di molto complesso e di difficile calcolo, basti pensare al fatto che i carichi sui bottoni sono estremamente variabili nel tempo, in camera infatti si passa da pochi bar fino a pressioni

dell'ordine dei 130 bar, e di più si deve applicare il carico ad una struttura spaziale complessa.

In questo caso l'albero motore è stato dimensionato:

$$F = F_g + F_a$$

Dove "Fg" corrisponde alla forza sviluppata dai gas in camera durante la combustione ed "Fa" corrisponde alle forze alterne del primo ordine.

$$\beta_{\max} = 0,262 \text{ rad}$$

$$F_b = \frac{F}{\cos(\beta)} = 39900 \text{ N}$$

$$T_{\text{amm}} = 296 \text{ Mpa}$$

$$M_t = F_b * \cos(\beta_{\max}) * r = 96370 \text{ Nmm}$$

Dove "r" rappresenta la lunghezza del raggio di manovella.

In questo modo siamo arrivati a determinare la dimensione dell'albero motore:

$$D = \left(\frac{(16 * M_t)}{3,14 * T_{\text{amm}}} \right)^{\frac{1}{3}} = 25 \text{ mm}$$

Ci sono alcuni accorgimenti che devono essere presi in considerazione per il corretto dimensionamento:

1. Il foro del perno di biella deve essere al massimo pari a 0,6 volte il diametro del perno. La lunghezza del perno deve essere sufficiente a permettere il montaggio delle bronzine o dei cuscinetti, e non minore di 0,3 volte il diametro del perno di banco.
2. Il diametro del perno di banco deve essere poco più grande di quello di manovella. La sua lunghezza deve essere almeno pari a 0,3 volte il proprio diametro (nel caso di forze centrifughe bilanciate).
3. L'overlap aumenta la resistenza dell'albero, a patto di avere raccordi adeguati.

Definiamo overlap il rapporto:

$$O = \frac{P + M}{2} - R$$

Dove abbiamo indicato con:

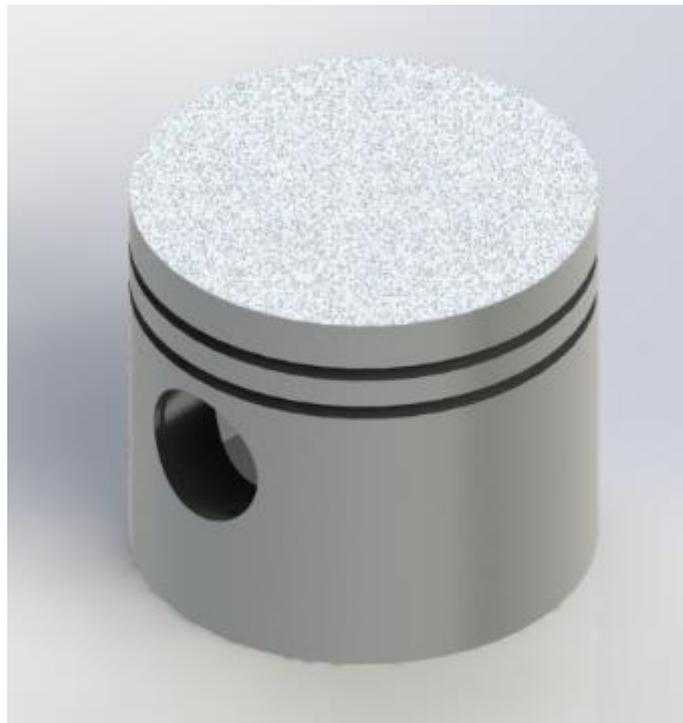
P: diametro del supporto di biella

M: diametro del supporto di banco

R: raggio di manovella

4. L'alleggerimento dell'albero, con fori di diametro scelti giudiziosamente, tende a ridurre le tensioni.
5. Nel caso di alberi forati, la mascheretta va progettata in modo da distribuire uniformemente i carichi sulle sezioni dei perni di banco e di biella. Per questa ragione gli smussi delle mascherette non devono essere eccessivi.
6. Il raggio dei raccordi tra perno e mascheretta deve essere il più ampio possibile (almeno 0,05 volte il diametro dell'albero), e tutti gli spigoli vivi vanno arrotondati. I raccordi devono avere un elevato grado di finitura (rugosità 0,8 μm).
7. L'albero motore deve avere il minor numero possibile di fori e cave per linguette, e in particolare non deve avere filettature in prossimità di aree altamente sollecitate. Tutti i fori vanno ampiamente smussati e arrotondati.
8. Quando le dimensioni non sono eccessivamente ridotte, un albero ottenuto per fusione in ghisa è una valida alternativa ad un albero d'acciaio forgiato.

6.5.3 Pistone



[Pistone]

Per pistone si intende l'organo animato di moto rettilineo alternativo del manovellismo di spinta rotativa di un motore alternativo a combustione interna o di una macchina alternativa, su cui agisce la pressione di un fluido.

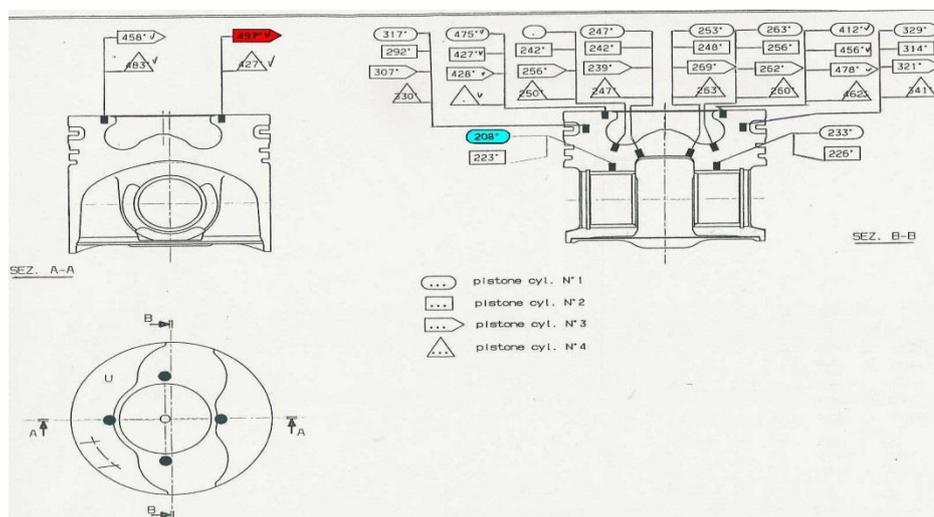
Parti che costituiscono il pistone:

- Mantello: parte laterale del pistone che contiene fasce elastiche e portate dello spinotto;
- Cielo: porzione superiore del pistone la cui faccia superiore costituisce la parte inferiore della camera di combustione;
- Spinotto: perno che consente l'accoppiamento cinematico con la biella;

La forma reale a freddo del pistone non è cilindrica, in quanto la distribuzione della massa e delle temperature di funzionamento è disomogenea, e questo comporta dilatazioni non uniformi. La sua forma è più o meno tronco-conica in sezione (in realtà il diametro massimo è solitamente a 10mm dal bordo inferiore del mantello) e ovale in pianta, dove l'asse inferiore passa per lo spinotto e le sue portate. La sagoma precisa per ogni motore e applicazione viene definita con simulazioni al computer e prove di funzionamento, in modo che alla temperatura di regime assuma la forma corretta per garantire le minori oscillazioni nella canna, una corretta lubrificazione, gli attriti più bassi e la più efficace tenuta ai gas di combustione.

Ora si deve affrontare il problema della resistenza dell'organo, in particolare si può affermare che stavolta è il carico termico a metterlo in crisi in quanto nel nocciolo della combustione si raggiungono delle temperature notevoli e si ricorda che il pistone è di Alluminio.

Il pistone come osservato e studiato nella tesi Bernardi, la grave carenza di questo materiale è la perdita di proprietà meccaniche all'aumentare della temperatura, fra l'altro questa è molto alta sul cielo e spazia fra 208°C e 497°C, come si vede dai risultati riportati nella figura, tratti dalla tesi Bernardi:



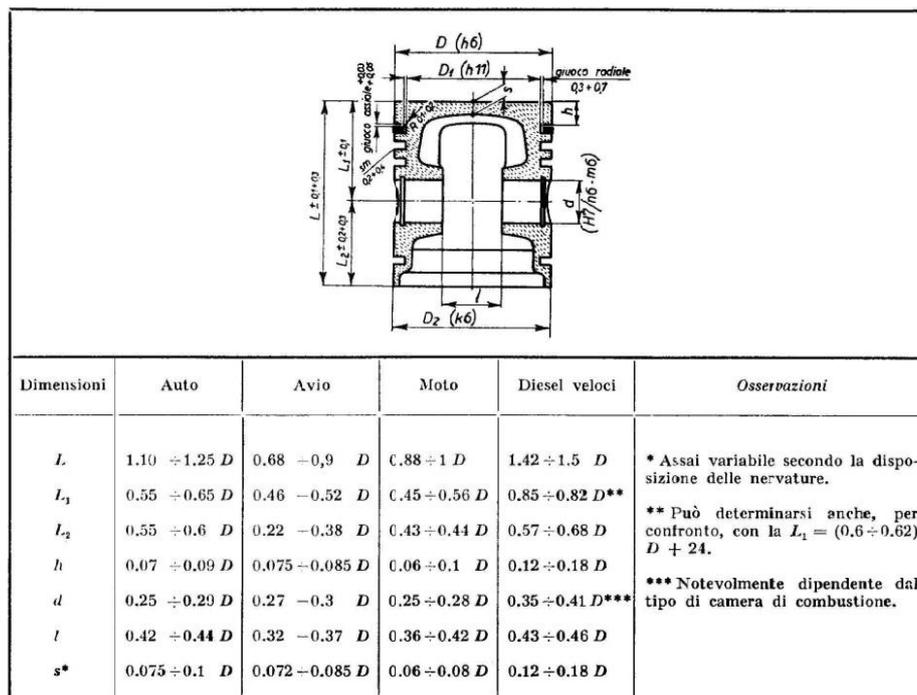
Una buona soluzione sembra quella della tesi Spadoni che suggerisce di operare un trattamento superficiale alla testa del pistone, che è generalmente la parte più cedevole, in quanto a contatto diretto con i fumi roventi; tale trattamento è detto TBC (Termal Barrier Coating) ed è costituito da un substrato metallico (formato principalmente da Ferro ma anche da Cobalto e Nichel) e da un sovrastrato ceramico.

Tale strato può variare da uno spessore di 0,64 mm ad uno di 2,54 mm ed è applicato con una tecnica di plasma-spray.

Per ottenere il massimo di prestazioni e ottima durata, bisogna quindi dimensionare molto bene la combinazione dei materiali, la loro percentuale, lo spessore, la densità e la tecnologia di deposito.

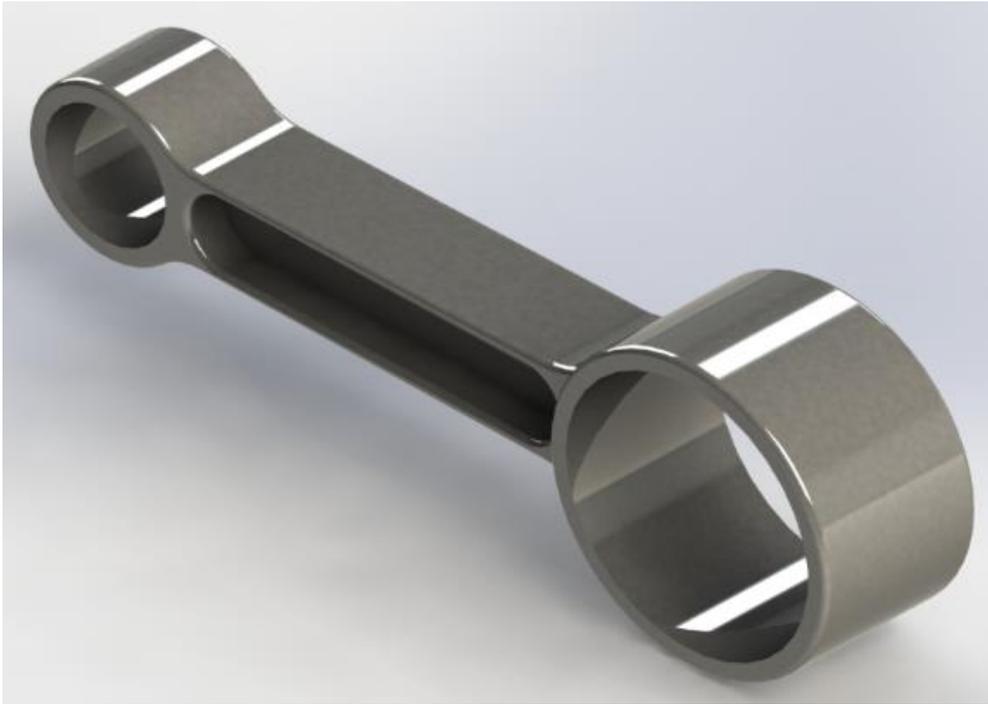
Noi ci limitiamo, in questa fase, a definire una geometria adatta del pistone, senza preoccuparci troppo di altri aspetti, che esulano dal nostro studio.

Per dimensionare tale organo si parte dall'unico dato che è l'alesaggio; si riportano in figura i dati tratti dallo Speluzzi:



In questo caso sono stati presi solo alcuni valori fondamentali dalla tabella, è stata mantenuta l'altezza del pistone e i fori per lo spinotto, mentre tutto il resto è stato realizzato in modo da rendere minimi i pesi.

6.5.4 Biella



[Biella]

La biella è un elemento meccanico di collegamento tra due membri cinematici di un meccanismo dotato di moto roto-traslatorio. Una sua tipica applicazione è nel meccanismo biella-manovella, ovvero nel meccanismo che generalmente permette di trasformare un moto rettilineo alterno in un moto rotatorio continuo e viceversa.

La biella in corrispondenza delle sue estremità è collegata al pistone ed alla manovella dell'albero motore, permettendo il suo ruotare rispetto a pistone e manovella, così che la sua posizione angolare possa variare allo scorrere del pistone ed allo ruotare della manovella.

La biella è composta da varie parti:

- Testa: è la parte che si collega alla manovella, può essere di due tipi, scomponibile oppure in un solo pezzo;
- Piede: è la parte vincolata al pistone mediante uno spinotto. Solitamente nel piede vi alloggia un cuscinetto;
- Fusto: è la parte fra le due estremità e può assumere varie forme.

La differenza tra le bielle dei motori 2T e 4T è data dal fatto che le prime sono meno sollecitate e possono essere più leggere e semplici.

Infatti in un motore 2T a ciclo chiuso quando la biella raggiunge il PMS non è molto soggetta all'inerzia del pistone, perché c'è sempre la compressione della

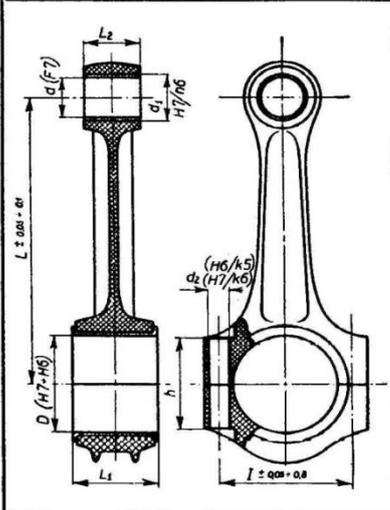
miscela fresca, mentre al PMI si ha sempre la pressione del carter pompa che aiuta a vincere l'inerzia del pistone.

In un motore Diesel si lavora con elevate pressioni e temperature in camera di combustione, e questo è sfavorevole dal punto di vista termomeccanico.

Come si può notare, analizzando l'andamento delle pressioni in camera il carico sulla biella è tutt'altro che costante, in particolare il picco massimo di pressione si ha per pochi gradi, quando però la biella è in posizione longitudinale rispetto a questo rischiando di collassare per carico di punta.

Per un primo dimensionamento ci affidiamo alle proporzioni suggerite dalla seguente tabella, nonché alle dimensioni che i cuscinetti impongono.

La tabella seguente fornisce un proporzionamento di massima.



Dimensioni	Auto	Avio	Diesel veloci
L	$(1.7 \div 1.2) C$	$(1.6 \div 1.8) C$	$(2.1 \div 2.3) C$
D	$0.55 \div 0.65 D$	$0.52 \div 0.55 D$	$0.75 \div 0.8 D$
d_1	$0.25 D + 4$	$(0.25 \div 0.3) D + 4$	$(0.32 \div 0.38) D + 5$
d_2	$0.12 \div 0.14 D$	$0.07 \div 0.08 D^*$	$0.15 \div 0.16 D$
L_1	$0.35 \div 0.45 D$	$0.37 \div 0.47 D$	$0.42 \div 0.60 D^{(1)}$
L_2	$0.35 D$	$0.35 \div 0.37 D$	$0.4 D$
h	$35 + 0.15 D$	$0.55 \div 0.6 D$	$0.7 \div 0.75 D$ $50 + 0.2 D$
I	$0.7 \div 0.8 D$	$0.62 \div 0.66 D$	$0.85 \div 0.95 D$
$\Omega^{(2)}$	$0.02 \div 0.028 D^*$	$0.011 \div 0.014 D^*$	$0.035 \div 0.045 D^*$

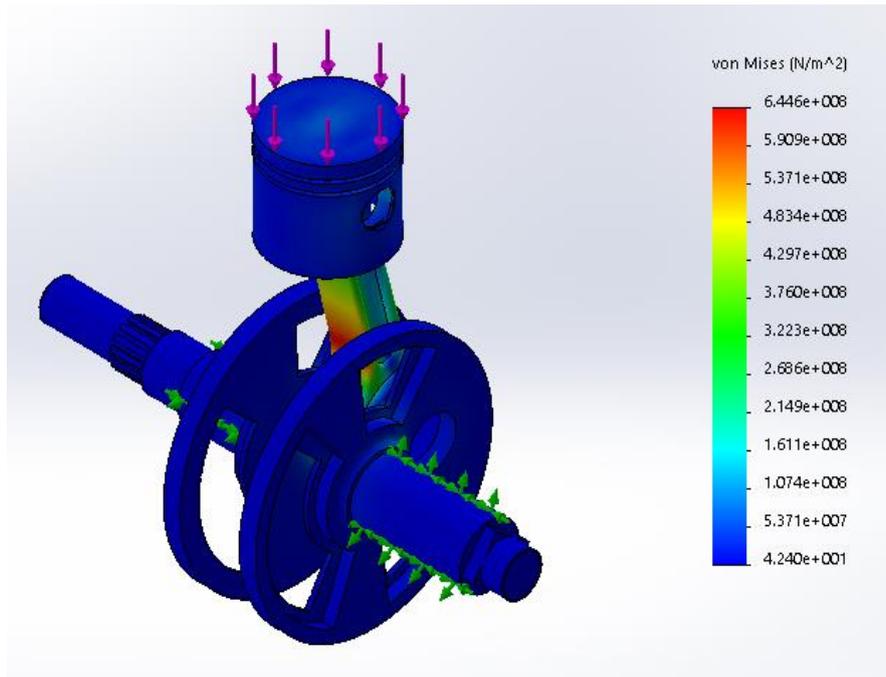
Osservazioni

(¹) I valori più elevati si riferiscono ai motori ad iniezione diretta.

(²) Sezione media del fusto.

* con 2 bulloni

In questo caso sono state prese le dimensioni di massima di occhio di biella e piede tenendo anche conto del diametro esterno dei cuscinetti adottati, mentre la lunghezza è stata accorciata rispetto alle misure della tabella per ottenere maggior resistenza, minor peso e per rendere possibile la realizzazione del motore.



[Sollecitazione Biella]

Come si può osservare dall'immagine precedente la biella resiste alla forza che i gas generano in camera di combustione, anche nella situazione peggiore, quindi la progettazione risulta corretta.

6.5.5 Scelta cuscinetti

Per il corretto proporzionamento dei cuscinetti si possono utilizzare le formule seguenti:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

La prima indica la durata del cuscinetto in numero di cicli, mentre la seconda indica la durata del cuscinetto in numero di ore e può essere utilizzata nel caso in cui il cuscinetto giri a velocità pressoché costante, quindi è applicabile al nostro caso. Di seguito sono elencate le spiegazioni riferite ai vari termini che compaiono nelle formule:

n: indica il numero di giri al minuto;

C: indica il coefficiente di carico dinamico espresso in N;

P: indica il carico equivalente sui cuscinetti, anch'esso espresso in N;

p: esponente che dipende dal tipo di cuscinetto considerato, uguale a 3 per i cuscinetti a sfera, e uguale a 10/3 per quelli a rulli.

La forza massima agente sul manovellismo viene moltiplicata per il coefficiente 0,3 e viene considerata la situazione peggiore di carico dell'organo.

La forza massima considerata, per ragioni di cautela, vale 32000 N, un valore difficilmente raggiungibile.

Di seguito sono elencati i cuscinetti che sono stati utilizzati, selezionati dal catalogo "skf":

Diametro interno d	Diametro esterno D	Spessore B	Coefficiente di carico statico C_0
<i>25 mm</i>	<i>52 mm</i>	<i>15 mm</i>	<i>28600 N</i>
<i>25 mm</i>	<i>52 mm</i>	<i>15 mm</i>	<i>325000 N</i>
<i>30 mm</i>	<i>72 mm</i>	<i>27 mm</i>	<i>75000 N</i>

Come cuscinetti di banco sono stati utilizzati un cuscinetto a rulli ed uno a rulli conici in modo che reggesse alle spinte assiali, mentre per la biella è stato utilizzato un cuscinetto a rullini. Tutti e tre i cuscinetti sono stati verificati e resistono ampiamente oltre le 300 ore di funzionamento.

Capitolo 7

Il basamento

7.1 Generalità costruttive

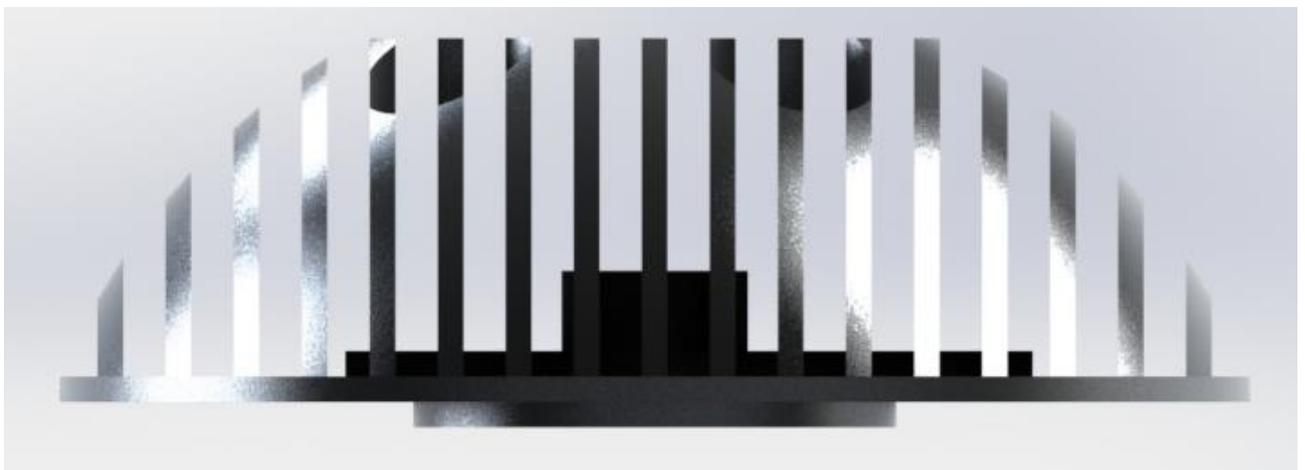
In un motore endotermico la testata è una sorte di coperchio costituita solitamente in alluminio o ghisa, che chiude la parte superiore di uno o più cilindri andando a creare la camera di combustione.

Nei motori 2T la testata solitamente è molto leggera ed assume solitamente la forma di un piattello.

Principalmente si progettano tre tipi di testata:

- Monopezzo;
- Scomponibili;
- Integrate.

Il cielo della testata è estremamente importante, perché modifica i valori della camera di combustione, negli anni si sono adoperate varie forme di tesate, per passare definitivamente alle troncoconiche che oltre a raccogliere in modo efficace la miscela al centro dove è posizionata la miscela, permettono un funzionamento del motore con carburazione leggermente più magra, senza avere alcun danno o funzionamento anomalo.



[Vista laterale della testata]



[Vista della testata]

La testata ospita la candele di accensione e a causa delle elevate temperature che si raggiungono deve essere presente un'adeguata alettatura per il raffreddamento.

Il materiale scelto, data la mancanza di sedi per valvole in testa che potrebbero dar luogo a surriscaldamenti, è la lega G-AlSi 9 Mg, la quale offre ottima colabilità e resistenza alla corrosione, nonché una buona lavorabilità all'utensile. Dopo invecchiamento artificiale offre ottime proprietà meccaniche, che però decadono quando la temperatura supera 220° C, per cui si deve curare l'alettatura della testata, come spiegato nel capitolo inerente.

Le caratteristiche meccaniche principali di questa lega sono raccolte nella tabella seguente.

<i>Carico di snervamento 0.2%</i> <i>N/mm²</i>	<i>Carico di rottura</i> <i>N/mm²</i>	<i>Allungamento</i> <i>%</i>	<i>Durezza Brinell</i> <i>HB</i>	<i>Resilienza</i> <i>5E05 cicli</i> <i>N/mm²</i>
100-130 ¹	150-190 ¹	2-3,5 ¹	55-70 ¹	-----
200-270 ²	250-300 ²	2-5 ²	80-110 ²	80-100 ²
<i>Peso specifico</i> <i>kg/dm³</i>	<i>Modulo elastico normale</i> <i>kN/mm²</i>	<i>Coeff. medio di dilatazione termica</i> <i>20-200°C</i> <i>1/K×10⁶</i>	<i>Coeff. di conducibilità termica</i> <i>20-200°C</i> <i>W/K>m</i>	<i>Ritiro lineare per colata in sabbia</i> <i>%</i>
2.65	74-83	21	1.39-1.68	1.0-1.1
¹ Valori relativi alla lega non trattata termicamente				
² Valori relativi alla lega trattata termicamente				

[Fonte: D. Vignocchi, "Elementi di progettazione del motore"]

Lo spessore della testata viene in prima approssimazione determinato considerandola come una piastra circolare di spessore uniforme appoggiata al contorno:

$$s = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{P_{\max}}{\sigma_{amm}}}$$

dove in via cautelativa la $P_{\max} = 20$ MPA, e la $\sigma_{amm} = 150$ MPA

da cui, sostituendo i valori numerici, otteniamo uno spessore $s = 8,5$ mm, risultato in accordo con i proporzionamenti dedotti sperimentalmente, per i quali $s = 0,15 \cdot D = 7$ mm.

La forza a cui i gas sottopongono la testata vale $F=32000$ N, come già visto in precedenza, e tale sollecitazione viene scaricata su quattro prigionieri con radice nell'alluminio del basamento, pertanto sarà scelta una classe di resistenza delle viti limitata in modo da avere sollecitazioni sostenibili da parte delle madreviti.

Scelti da manuale viti del tipo M8x1,25 di classe resistenziale 8.8, aventi un'area resistente di 251 mm², si ha un coefficiente di sicurezza pari a 3 unità per quanto riguarda la sollecitazione di trazione.

7.2 Candeledda

Nella stagione fredda, non sempre i motori diesel si avviano come si vorrebbe. Il solo calore generato dalla compressione dell'aria spesso potrebbe non è sufficiente per mettere in moto il motore. Il calore disperso attraverso i cilindri freddi e la bassa temperatura dell'aria in aspirazione ostacolano l'autoaccensione; senza un ulteriore apporto di calore, il motore diesel non raggiunge le condizioni per innescare la combustione.

In linea di principio, le candeleddette svolgono l'importantissima funzione di fornire energia supplementare per l'avviamento. Le candeleddette di NGK sono la fonte di energia di cui il motore ha bisogno. Prima dell'avviamento del motore viene applicato un voltaggio e la punta della candeledda si riscalda ad oltre 800°C. Il calore così generato migliora considerevolmente le caratteristiche di avviamento a freddo del motore. Il calore sviluppato dalla candeledda ottimizza la combustione con una conseguente riduzione dello sviluppo di fumi ed emissioni nocive.

7.3 Canna in ghisa

Le canne dei cilindri possono essere realizzate in lega leggera oppure in ghisa, in questo caso si è scelto di realizzare la canna in ghisa a causa delle ingenti sollecitazioni, delle luci che interrompono il mantello e delle sollecitazioni termiche.

Lo spessore è stato calcolato considerando la stessa come un tubo in parete sottile, senza tenere in considerazione, per questioni di cautela, il forzamento offerto dal basamento in alluminio, il quale non abbraccia però la canna in corrispondenza dei travasi.



[Canna in ghisa: vista delle luci di scarico]

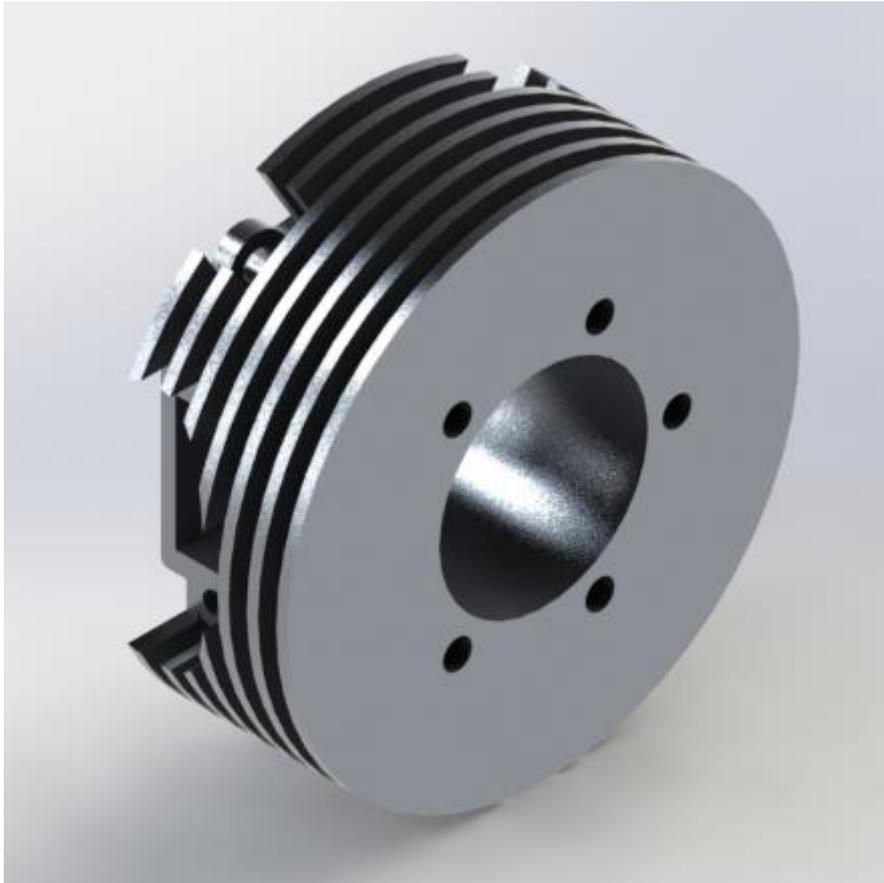
Il diametro interno è di 90mm, mentre per quello esterno si assume il valore di 97mm

$$\sigma = \frac{p^* r_m}{s} = 174 \text{ MPa}$$

Il valore, tipico per questo tipo di materiale, della σ_{amm} è prossimo a 280 N/mm² affinché non si verifichino cedimenti in esercizio.

La geometria della canna è presentata nel capitolo relativo alla alimentazione d'aria del motore.

7.4 Basamento



[Vista del basamento]

Il basamento è realizzato in lega di alluminio G- AlSi 9 Mg , ed è caratterizzato dalla alettatura di raffreddamento necessaria a smaltire il calore. Nella parte superiore trovano spazio le radici dei prigionieri della testa, mentre la flangia inferiore serve per il collegamento al carter pompa.

In esso sono ricavati la luce di travaso che si affaccia al carter e la luce di scarico, a cui si collegherà il primo tratto a sezione costante del sistema di scarico.

7.5 Carter pompa



[Vista del carter]

Il carter, anche detto scatola, in generale è un macchinario che ha il compito di proteggere gli organi meccanici in movimento e favorire la corretta lubrificazione.

Il carter-pompa è la porzione di carter motore composta dalla camera di manovella e dalla parte inferiore del cilindro (sede canna), le cui cavità comunicanti vengono riempite e svuotate di carburante per effetto della depressione e pressione causate dal movimento del pistone, nei motori 2T con aspirazione nel basamento.

Il carter pompa riceve la miscela quando il pistone si porta dal PMI al PMS, esattamente quando nel carter si crea la depressione e si aprono i sistemi di aspirazione, e si aprono i sistemi di aspirazione, in questo caso di tipo lamellare. Una volta che il pistone si è portato al PMS, l'aspirazione può continuare ancora per un breve periodo, finché non scompare la depressione. Una volta che termina tale fase, cioè il pistone si porta dal PMS al PMI, c'è la fase di compressione della miscela, con un rapporto di compressione che varia da 1,20 a 1,45 per facilitare il travaso al cilindro tramite i travasi del cilindro stesso.

Quando il pistone scopre le luci di travaso durante il suo movimento dal PMS al PMI, inizia la fase del travaso, che termina quando vengono chiuse le luci di aspirazione, nel suo movimento dal PMI al PMS. Finita questa fase, il carter ricomincia a ricevere nuova miscela e il ciclo si ripete.

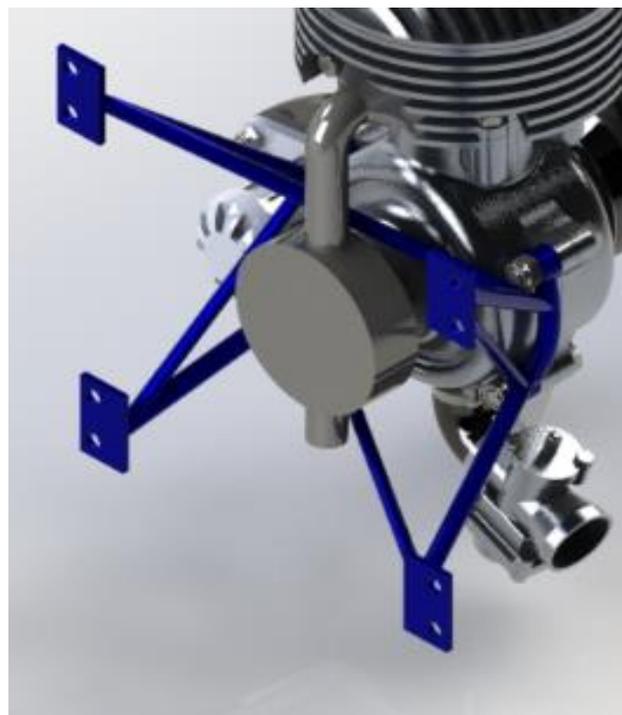
7.6 Telaio



[Telaio]

Per ottenere il miglior compromesso tra costo, leggerezza e resistenza è stato realizzato un telaio in traliccio di tubi.

Questo viene fissato direttamente sul carter prima di essere ancorato al telaio del drone, come si può vedere dalla figura successiva.



[Fissaggio telaio]

Capitolo 8

L'iniezione

8.1 Il carburatore

Le funzioni principali del carburatore sono:

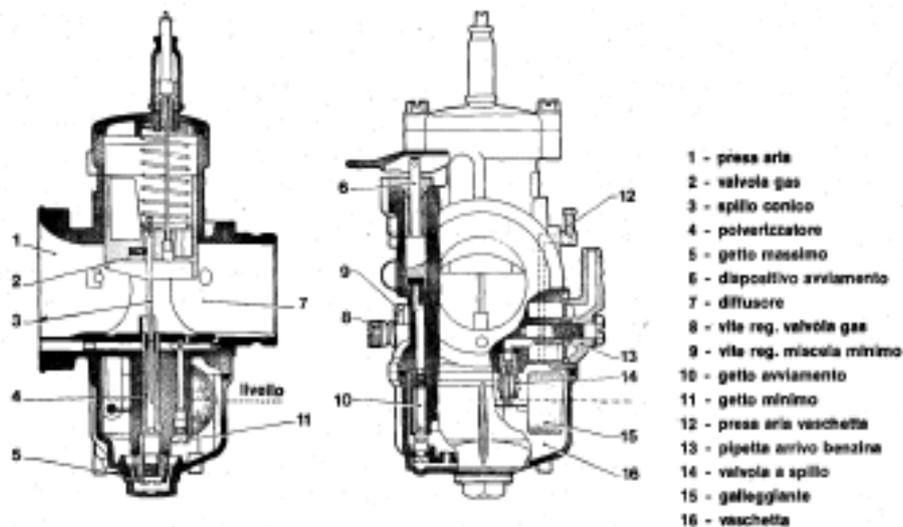
- Formare un'opportuna miscela omogenea ed infiammabile di aria (comburente) e benzina/gasolio (combustibile)
- Alimentare il motore con una quantità variabile di detta miscela

La formazione della miscela aria/combustibile consiste nel vaporizzare e diffondere uniformemente nell'aria il combustibile o, almeno, nell'atomizzarlo in goccioline sufficientemente minute.

L'atomizzazione si realizza facendo investire il combustibile liquido, uscente dall'ugello polverizzatore, da un flusso di aria in moto che lo trascina (molto finemente suddiviso) verso il cilindro.

Si è parlato di "opportuna miscela" poiché il rapporto di miscela (detto anche titolo o dosatura), definito come la quantità, in peso, di aria associata all'unità di peso di combustibile, deve assumere valori ben precisi e cioè essere compreso fra i limiti di infiammabilità affinché, quando vengono raggiunti i valori di temperatura e pressione la miscela possa accendersi prontamente.

Fra i limiti di infiammabilità si adotta, per una buona combustione, un valore del titolo molto prossimo al cosiddetto valore stechiometrico, cioè quel valore che garantisce la combustione completa del combustibile, con formazione solamente di acqua e anidride carbonica. Questo valore varia al variare del combustibile utilizzato.



[Schema dei componenti del carburatore]

8.1.1 Scelta e regolazione del carburatore

Il diffusore è l'organo che consente di trasformare in energia di pressione parte dell'energia cinetica dell'aria che lo attraversa.

Normalmente il diffusore ha la forma di un tubo a sezione convergente-divergente (tubo di Venturi); nella sezione ristretta (o sezione di gola) la pressione dell'aria, a causa dell'aumento di velocità, si abbassa favorendo l'afflusso di combustibile.

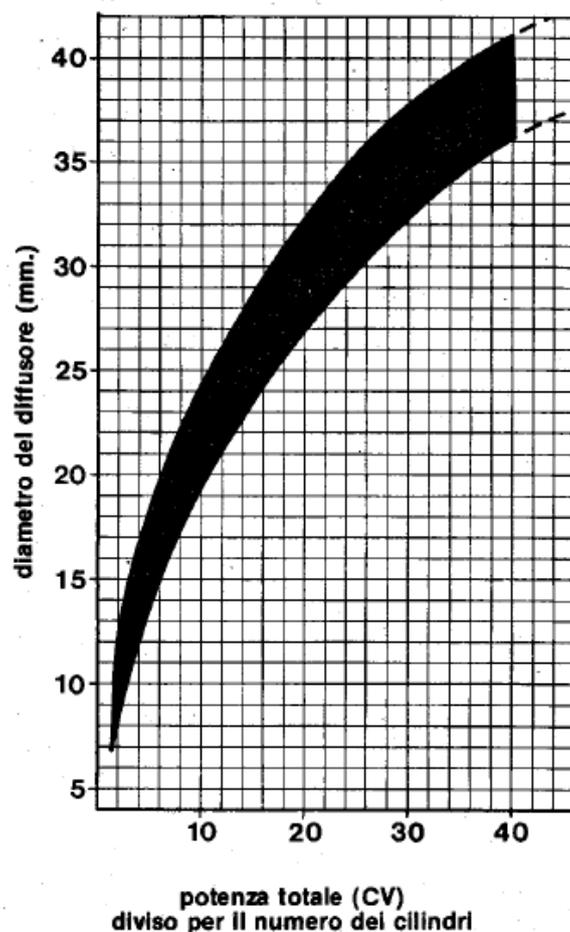
Nel diffusore è disposta la valvola a gas e fuoriesce il combustibile dai vari circuiti nelle diverse fasi di funzionamento.

E' della massima importanza che il carburatore fornisca una miscela di composizione il più possibile costante al variare delle aperture della valvola a gas e nelle diverse condizioni di uso del motoveicolo.

Il combustibile è sollecitato a passare dalla vaschetta al diffusore dalla differenza di pressione esistente fra la vaschetta e il diffusore stesso; questo perché nella vaschetta esiste la pressione atmosferica e nel diffusore una pressione inferiore come prima accennato.

Nel carburatore a spillo il diametro del diffusore è il diametro della sezione immediatamente a monte o a valle della valvola gas. Una prima scelta del diametro del diffusore può essere effettuata dal diagramma sperimentale di Fig. in cui è riportato

Un campo di diametri consigliati in funzione della potenza per cilindro del motore.



[Grafico diametro diffusore in funzione della potenza]

Per un successivo affinamento di tale scelta si dovranno tenere presenti le seguenti considerazioni:

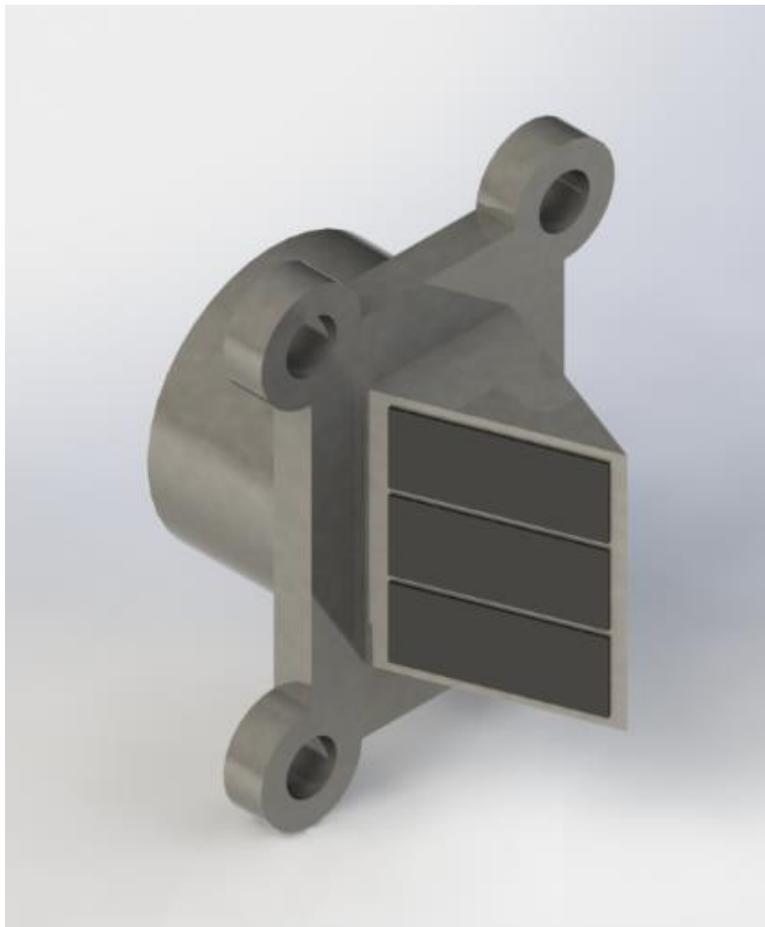
- Un diffusore di grande diametro può permettere l'erogazione di maggiore potenza ai più elevati regimi di rotazione. Il solo aumento del diametro del diffusore non garantisce di per se un sicuro aumento della potenza poiché normalmente tale diametro viene aumentato in conseguenza di altre elaborazioni apportate per migliorare le prestazioni del motore;
- Un diffusore di piccolo diametro garantisce invece una miglior ripresa e quindi la scelta del diffusore deve realizzare un buon compromesso fra le esigenze di potenza e di ripresa;

Per regolare la carburazione, bisogna sempre riferirsi alle varie aperture della valvola a gas perché ad ogni apertura funziona un circuito diverso del carburatore.

Per la regolazione della carburazione si parte di consuetudine dal getto del massimo, in modo da mettere al sicuro il motore da surriscaldamenti (provocati da miscele troppo povere).

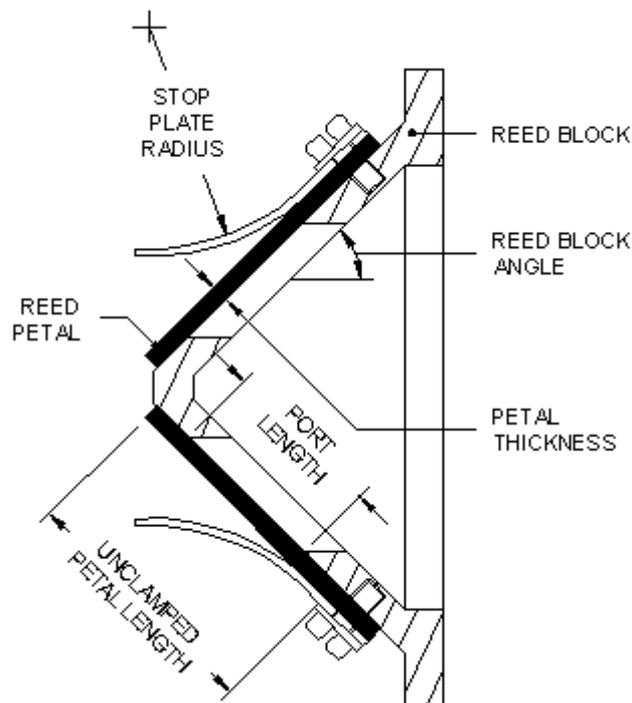
Le prove vanno effettuate a vari regimi sempre a pieno carico (gas tutto aperto) per determinare il più grande getto possibile che non dia luogo a rifiuti di carburazione, individuabili soprattutto con un funzionamento irregolare nei 2T e col deposito di residui fuligginosi nei 4T. Si parte sempre da una miscela "ricca" perché più prudente per il motore, mentre una carburazione troppo magra non dà malfunzionamenti evidenti, oltre alla scarsa potenza.

8.2 Valvola lamellare



[Valvola lamellare]

La **valvola lamellare** gergalmente chiamata anche "pacco lamellare" regola l'immissione di gas freschi nella camera di manovella e/o combustione di un motore a due tempi, mentre per altre applicazioni come i compressori d'aria sono più semplici, costituite dalla sola lamella.



[Schema valvola lamellare]

8.2.1 Funzionamento

Durante il normale funzionamento del motore, nella fase di compressione il pistone risalendo dal PMI al PMS, occlude le luci di travaso presenti sulla canna del cilindro, generando una depressione nella camera di manovella (o carter pompa, dov'è collocato l'albero motore), tale depressione farà aprire la valvola lamellare in modo che la miscela aria/benzina fresca possa affluire nel carter pompa, per poi essere riversata in camera di combustione mediante i travasi nella successiva fase di travaso. Nei motori moderni per far sì che le lamelle si aprano prima e più velocemente si utilizza la risonanza generata dai gas nell'espansione con dei travasi posti proprio davanti alla luce di scarico. Nel momento in cui il pistone conclude la sua fase di risalita, la miscela si accenderà e avverrà la combustione che andrà a spingere il pistone verso il PMI, in questo momento la depressione nella camera di manovella (carter pompa) si affievolisce notevolmente, facendo "chiudere" la valvola. Adesso mentre il pistone continua a scendere, aumenta la pressione dentro la camera di manovella aiutando la miscela a entrare in camera di scoppio mediante i travasi e spingendo via i gas combusti una volta scoperte le luci di scarico. Per facilitare il riempimento del cilindro, l'utilizzo dell'espansione aiuta i gas combusti a defluire a combustione avvenuta favorendo l'arrivo di nuova miscela fresca. Se la valvola non ci fosse sarebbe impossibile creare e sfruttare le depressioni

create dal pistone nella sua corsa e "trasportare" efficacemente la miscela aria/benzina fino in camera di scoppio ad ogni ciclo.

Per questo motivo le "lamelle" devono aprirsi e chiudersi ad ogni ciclo, sopportando frequenze d'oscillazione molto elevate e assai "stressanti" che talvolta portano allo snervamento e alla deformazione delle stesse con effetti assai deleteri per il motore. Ad esempio in un normale motore a due tempi che gira al regime di 8000 giri al minuto le lamelle compiono circa 130 oscillazioni al secondo.

8.2.2 Descrizione

La valvola lamellare è costituita da più parti, esse sono:

- *Supporto*, generalmente plastico, ma che in passato poteva essere in alluminio, su cui vengono montate le lamelle.
- *Lamelle*, sono vere e proprie linguette in acciaio, fibra di carbonio, fibra di vetro o vetronite, ogni singola lamella può essere a un solo petalo o avere più petali a seconda del tipo di supporto, nel caso sia a più petali, questi possono essere completamente divisi l'un l'altro, oppure possono essere congiunti alle estremità, in modo da garantire un'apertura più omogenea tra i diversi petali (permettendo anche un passaggio attraverso i petali) oppure possono essere unite per la prima metà e divise solo per l'ultima parte, in modo d'avere sempre un'apertura ben distribuita, ma con una flessibilità maggiore tra le stesse.
- *Stopper*, sono presenti nella maggior parte dei casi e sono dei lamierini sagomati che vengono montati dietro le lamelle, per limitarne la corsa ad un dato valore, per evitare che questi stopper, non rallentino l'apertura della lamella per via dell'aria che ne può rimanere intrappolata tra i due, questi stopper vengono oltre che divisi per ogni petalo della lamella, vengono forati al centro.
- *Smorzatore*, generalmente vengono utilizzate al posto dell'utilizzo degli stopper, ma dal 2000 si stanno adoperando tutte e due simultaneamente, questa tecnica consiste nell'utilizzare dei petali lunghi $\frac{1}{3}$ e più rigidi, in modo da ridurre la parte di petalo che si apre e migliorare il suo ritorno a riposo, inoltre alcuni costruttori fanno interporre uno spessore tra smorzatore e lamella.
- *Guidaflussi*, è un componente montato dentro il supporto di plastica e viene utilizzato per poter raccordare il collettore al pacco lamellare in modo che non si formino gradini, quindi turbolenze tra il collettore e il supporto, negli ultimi anni esistono anche dei modelli con traversino centrale in modo da garantire che entrambe le lamelle vengano colpite dallo stesso flusso.

Nell'insieme questo componente assume una forma di prisma ma può variare a seconda delle caratteristiche del motore stesso e può avere o meno una precisa posizione d'installazione.

Il materiale di costruzione delle lamelle è importante non solo perché le lamelle sono sottoposte ad uno stress non indifferente, ma perché con una differente rigidità, che determina differenze di comportamento nei flussi dei gas non indifferenti.

8.2.3 Vantaggi e svantaggi

Rispetto alla distribuzione a disco rotante e al piston port la distribuzione a valvola lamellare permette:

- Maggiore versatilità da parte del preparatore del motore, in quanto si adegua alle fasature senza aver bisogno di essere regolata o tarata se non per lo spessore e materiale delle lamelle.
- Permette fasature asimmetriche rispetto al punto morto superiore, dato che la sua azione si adatta a ogni regime.
- Maggiore permeabilità rispetto ai altri sistemi, sia ai bassi che ai medi regimi di rotazione.
- Erogazione più dolce della potenza rispetto agli altri due sistemi, che trasmettono la potenza in modo violento e con un ritardo maggiore, in modo simile ai motori a quattro tempi.

Di contro la distribuzione a valvola lamellare rispetto alla distribuzione a disco rotante, non permette regimi di rotazione elevatissimi e le potenze espresse sono leggermente inferiori.

Capitolo 9

Il sistema di raffreddamento

9.1 Temperature in camera di combustione e scopo della refrigerazione

Il fluido di lavoro racchiuso all'interno dei cilindri di un motore a combustione interna raggiunge temperature dell'ordine di 2000°C , e, di conseguenza, si instaura un intenso flusso di calore tra i gas racchiusi e gli organi che delimitano l'area in cui essi sono contenuti.

La testata, i pistoni, i cilindri cedono quindi calore al fluido refrigerante, subendo consistenti sollecitazioni di origine termica, e quest'ultimo dissipa verso l'ambiente esterno energia termica, che non è stata convertita in lavoro meccanico.

La refrigerazione non ha lo scopo di sottrarre ingenti quantità di calore in quanto si incorrerebbe in eccessive perdite termiche e gravi sollecitazioni, ma la limitazione delle temperature al di sotto dei limiti di resistenza dei materiali.

La potenza termica da asportare risulta quindi molto elevata, in quanto per mantenere gli organi meccanici in un campo di temperatura accettabile occorre assorbire il $20 \div 30\%$ della energia fornita dalla combustione del carburante.

Nell'impiego aeronautico le tipologie di raffreddamento più utilizzate sono quello ad aria oppure misto, infatti i motori endotermici alternativi vengono ormai applicati solo in piccoli aerei, dove l'ingombro e i pesi hanno importanza primaria, quindi la presenza di un impianto di raffreddamento ad acqua costituirebbe una complicazione ed un appesantimento.

Viene di seguito elencati vantaggi e svantaggi della tipologia di raffreddamento ad aria.

Vantaggi del raffreddamento ad aria:

- E' ottenibile un peso inferiore ($15 \div 20\%$) rispetto ai motori raffreddati a liquido di pari potenza
- Raggiungono la temperatura di regime in un tempo inferiore
- Presentano temperature delle superfici interne più elevate, elemento che favorisce il rendimento.

Svantaggi del raffreddamento ad aria:

- Il coefficiente di riempimento è inferiore in quanto le temperature di funzionamento sono più elevate, quindi i gas sono più caldi e a minor densità
- I carichi termici sugli organi che delimitano la camera sono più elevati
- La rumorosità è maggiore

I motori a pistoni aeronautici presentano potenze relativamente piccole, e siccome il propulsore si trova proprio dietro l'elica, è possibile la realizzazione di un impianto di raffreddamento ad aria.

9.2 Carichi termici degli organi del propulsore

Ogni organo del propulsore si fa carico di trasmettere una quantità di calore dipendente dalla sua geometria, dalla sua funzione, dal tipo di motore.

Pistone.

Il pistone è soggetto ad un intenso flusso di calore proveniente dai gas presenti in camera di combustione, e il fluido refrigerante riceve il 30 ÷ 40 % del calore totale da dissipare dalla canna del cilindro attraverso il pistone.

Le temperature di questo componente sono massime ai bordi della camera di combustione ricavata nel cielo, e diminuiscono a mano a mano che ci si avvicina al mantello.

Un buon contributo alla dissipazione del calore è dato dal getto d'olio che lambisce il fondo del pistone.

Quest'ultimo componente presenta temperature minori nella sua parte inferiore, sintomo del fatto che gran parte del calore viene trasmesso dalla zona delle fasce elastiche alla canna (50 ÷ 60 % del calore trasmesso alla canna).

Elevate temperature nella zona delle fasce elastiche determinano il bloccaggio dei segmenti di tenuta nelle loro cave, e particolarmente critica è la temperatura per la zona della prima fascia, per la quale si prevede una temperatura non superiore a 200°C.

Il mantello svolge la funzione di guida del pistone nella canna, rispetto alla quale deve mantenere giochi contenuti. Variazioni di temperatura eccessive generano dilatazioni inaccettabili e favoriscono la formazione di depositi, facilitando il grippaggio.

Solitamente la parte alta deve trovarsi a $120 \div 150$ °C, la parte bassa a $80 \div 100$ °C.

Parete del cilindro.

Il campo di temperatura in cui opera in esercizio la parete interna del cilindro sono importanti per la lubrificazione (stato fisico del lubrificante) e per l'usura adesiva e corrosiva.

La parte bassa raggiunge temperature inferiori rispetto a quella alta in quanto è per minor tempo a contatto con i gas della combustione.

Per la parete si assume una temperatura massima di 200°C.

Testata.

La temperatura viene limitata a $200 \div 220$ °C in quanto realizzata in lega d'alluminio, anche se nel Diesel più alte temperature aiuterebbero l'autoaccensione del gasolio, ed inoltre, non ci sono valvole in testa a creare gradienti locali di tensione.

9.3 Potenza termica da asportare

Viene ora calcolata la potenza termica che ogni cilindro trasmette alle pareti interne dalla camera di combustione:

$$\dot{m}_c = c_{se} P_e$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_c \alpha$$

dove i simboli utilizzati indicano le seguenti grandezze:

\dot{m}_c è la portata di combustibile

\dot{m}_a è la portata a aria compressa

$P_e = 5$ kW è la potenza sviluppata da ogni cilindro

$\alpha = 20$ è il rapporto miscela

$c_{sc} = 180 \frac{g}{kWh}$ consumo specifico

Sostituendo tali valori numerici si ottengono:

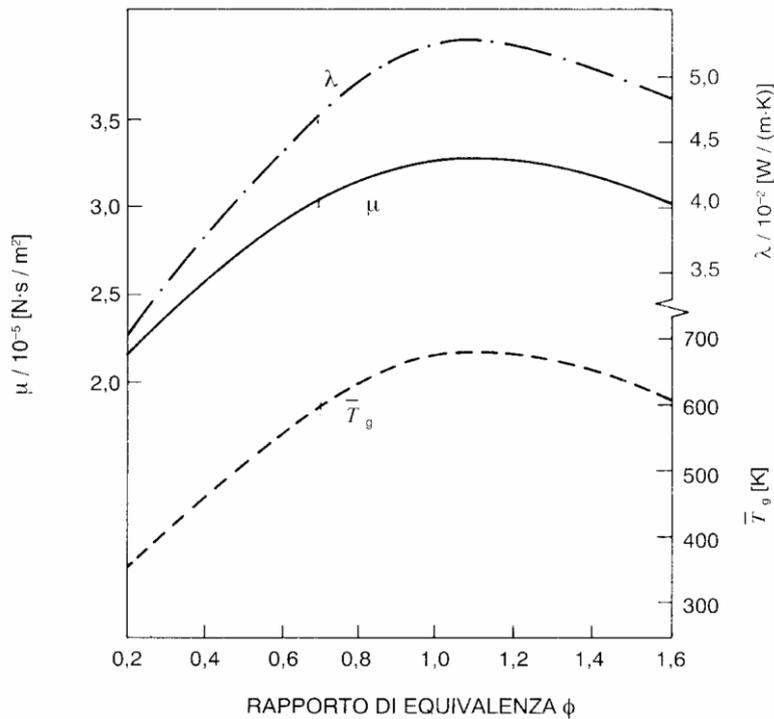
$$\dot{m}_c = 982 \frac{g}{h}$$

$$\dot{m}_a = 19638 \frac{g}{h}$$

Il rapporto di equivalenza della miscela ϕ influenza il valore della temperatura media corretta del fluido di lavoro nel cilindro \bar{T}_g , della viscosità dinamica μ e della conducibilità termica λ .

$$\phi = \frac{\alpha_{st}}{\alpha}$$

Avendo una temperatura della carica aspirata $T_a = 300K$ dal diagramma seguente si ricavano i valori di $\bar{T}_g = 570 K$, che tiene conto della variazione di area esposta del fluido di lavoro nel cilindro, di $\mu = 3 \cdot 10^{-5} \frac{Ns}{m^2}$ e di $\lambda = 4,5 \cdot 10^{-2} \frac{W}{mK}$.



[Fonte: G. Ferrari “Motori endotermici”]

Il numero di Reynolds definisce il tipo di moto del fluido, fornendo il rapporto tra le forze fluidodinamiche e quelle dell’attrito viscoso, tuttavia in questa trattazione si utilizza la seguente correlazione sperimentale:

$$\overline{Re} = \frac{\dot{m}_a D}{A_c \mu}$$

dove $D = 45\text{mm}$ è l'alesaggio ed $A_c = \pi * \frac{D^2}{4}$ è la sezione trasversale del cilindro.

Sostituendo i valori numerici nella precedente, si ottiene:

$$Re = 5791 \frac{Kgm}{s^2}$$

Il numero di Nusselt fornisce il rapporto tra il calore scambiato per convezione e quello per conduzione nel fluido; sperimentalmente si è ottenuta la seguente:

$$\overline{Nu} = C \overline{Re}^{0,75}$$

Si assume il coefficiente $C = 9$, proprio dei motori Diesel raffreddati ad aria.

I motori Diesel raffreddati ad acqua sono caratterizzati dal coefficiente $C = 11$, quelli ciclo Otto da $C = 10$. I valori più elevati sono dovuti alla parte di calore trasmessa per irraggiamento, mentre quelli inferiori sono conseguenza della maggiore temperatura di parete dovuta ai minori coefficienti di scambio che si registrano negli scambi termici tra il lato esterno della superficie e l'aria refrigerante.

Dalla sostituzione dei valori numerici si ottiene:

$$Nu = 5974 \frac{Kgm}{s}$$

Si calcola il calore medio trasmesso alle pareti per unità di tempo

$$\overline{\dot{Q}} = \frac{\overline{Nu} \lambda}{D} A_c (T_g - T_r)$$

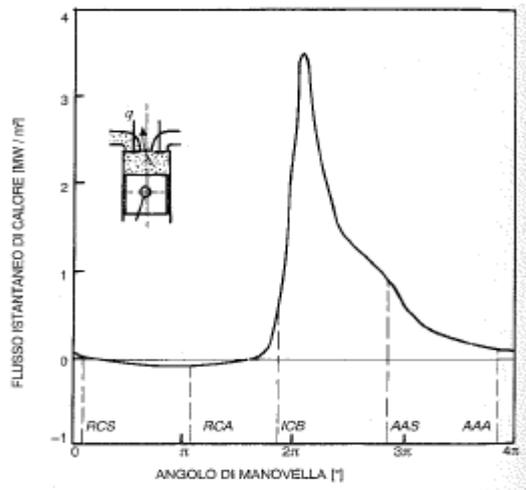
dove T_r temperatura aria esterna.

Sostituendo nella espressione i valori numerici, otteniamo la potenza termica media da asportare per ogni cilindro:

$$Q = 2,56 \text{ Kw}$$

Il valore ottenuto rappresenta circa il 22% della potenza messa a disposizione dalla combustione, pertanto lo si ritiene accettabile.

Il valore ottenuto è una media, infatti il rilascio di energia termica nel tempo avviene secondo il seguente schema, puramente indicativo:



[Fonte: G. Ferrari “Motori endotermici”]

9.4 Superficie alettata

Le dimensioni e la forma, nonché l’orientamento nello spazio, sono elementi da curare affinché gli organi di lavoro si trovino ad operare all’interno di un campo di temperatura che non dia origine a sollecitazioni termiche distruttive.

Il flusso di calore \bar{Q} viene ora espresso in funzione della superficie esterna esposta all’aria refrigerante S_e , del valore medio locale della temperatura di questa superficie \bar{T}_e , del valor medio della temperatura dell’aria refrigerante \bar{T}_r , e di un coefficiente medio globale di scambio termico \bar{h}_e :

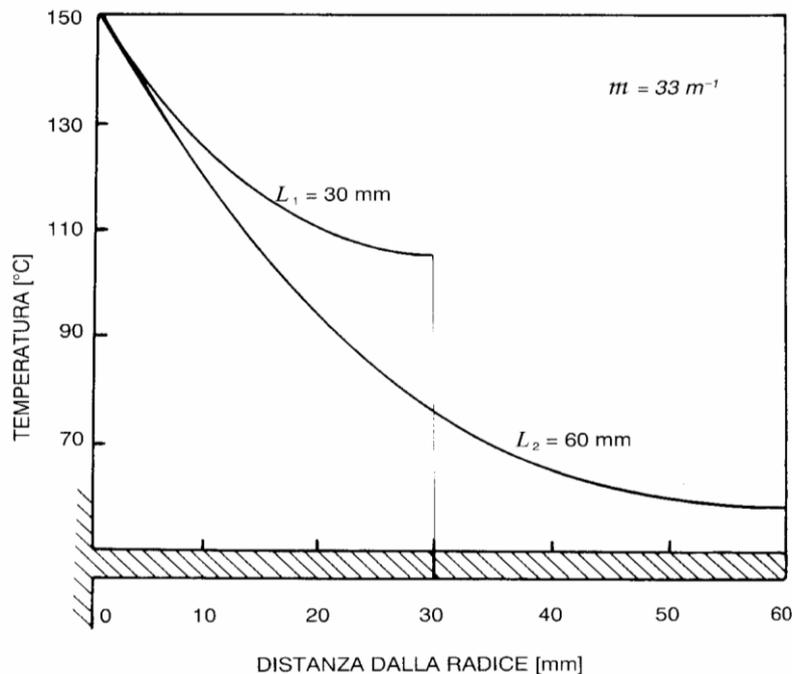
$$\bar{Q} = \bar{h}_e S_e (\bar{T}_e - \bar{T}_r)$$

Il valore di \bar{h}_e risulta di un ordine di grandezza inferiore rispetto al caso di raffreddamento a liquido ($\bar{h}_e = \frac{1}{20} \bar{h}_l$), mentre la differenza di temperatura $\bar{T}_e - \bar{T}_r$ non deve risultare troppo elevata onde evitare un eccessivo carico

termico sugli organi del motore, quindi occorre aumentare considerevolmente S_e .

Tipicamente S_e vale $15 \div 25$ volte S_i (massima superficie interna esposta ai gas caldi).

Per questa ragione vengono alettate la parte esterna dei cilindri e delle testate, tenendo però presente che lo scambio termico fra aletta e ambiente esterno avviene in presenza di un gradiente di temperatura che faccia fluire il calore dalla sezione più interna verso la punta, cioè la parte che deve essere più fredda affinché ciò avvenga.



[Fonte: G. Ferrari “Motori endotermici”]

Dalla figura appare evidente che allungando l’aletta si abbassa la temperatura di superficie, e, di conseguenza, la trasmissione del calore dal cilindro non viene aumentata nello stesso rapporto delle aree.

L’efficienza dell’aletta η_a è il rapporto fra la quantità di calore effettivamente trasmessa, cioè sotto il reale gradiente di temperatura presente lungo il suo corpo, e quella che un uguale superficie trasmetterebbe se si trovasse tutta alla temperatura di radice, quindi, al crescere della lunghezza dell’aletta, diminuisce l’efficienza.

Un aumento dello spessore e/o di conducibilità del materiale aumentano il flusso di calore verso la punta, incrementandone l’efficienza.

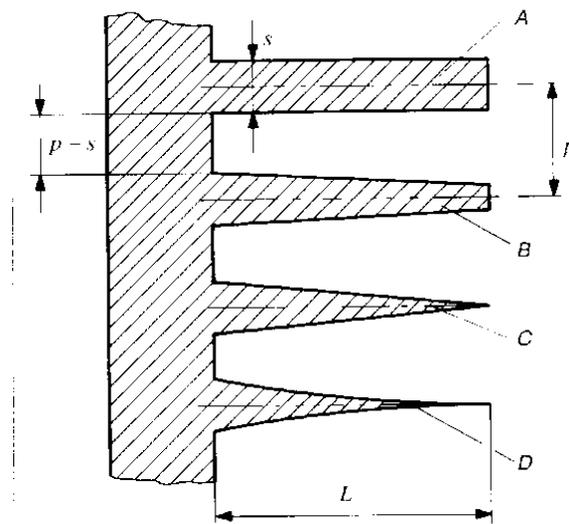
La superficie di scambio globale, cioè quella esposta all'aria, alla luce delle considerazioni appena svolte relativamente alla efficienza delle alette, viene espressa come segue:

$$S_e = \eta_a S_a + S_c$$

dove S_c è la superficie del cilindro interposta fra due alette consecutive, e la possiamo supporre circa uguale a $0,6 \div 0,8$ volte la superficie interna del cilindro esposta ai gas.

Le scelte di proporzionamento dell'alettatura influiscono sul peso della macchina, ma anche sul coefficiente medio globale di scambio \bar{h}_e , che cresce all'aumentare della spaziatura ($p - s$).

Al crescere della distanza tra le alette lo strato limite di fluido aderente alle pareti si fa sempre più turbolento, favorendo lo scambio termico.

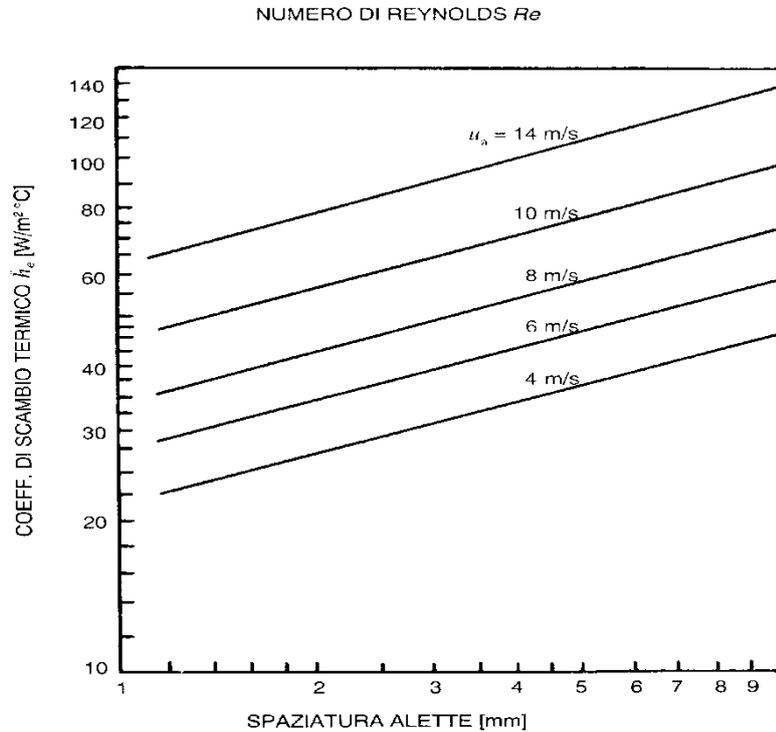


[Fonte: G. Ferrari "Motori endotermici"]

Per quanto riguarda la forma delle stesse, la migliore in relazione alla permeabilità al calore sarebbe quella "biconcava parabolica" (soluzione D), ma la sua realizzazione è costosa.

Viene quindi scelta la soluzione "trapezoidale" (soluzione B) di facile realizzazione, data la naturale presenza degli angoli di spoglia che ne facilitano la realizzazione ed una buona trasmissione del calore.

Posto $(p - s) = 4\text{mm}$, dal grafico seguente si ricava il valore di \bar{h}_e , assumendo, collocato il motore dietro all'elica, $u_a = 20\text{ m/s}$ come valore di velocità della corrente d'aria che lambisce le alette.



[Fonte: G. Ferrari "Motori endotermici"]

Assunto $\bar{h}_e = 100 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$ e $T_e = 473\text{ K}$, viene stimata la superficie globale di scambio S_e :

$$S_e = 0,148\text{ m}^2$$

Dopo le opportune sostituzioni si giunge alla seguente relazione, nella quale molti termini sono ancora da determinare:

$$\eta_a S_a = \frac{\dot{Q}}{\bar{h}_e (T_e - T_r)} - S_c$$

dove la temperatura media di parete \bar{T}_e viene limitata a 200 °C .

Posto lo spessore delle alette $s = 3\text{ mm}$ si valuta l'efficienza dell'alettatura, calcolando il seguente parametro:

$$m = \sqrt{\frac{2h_c}{\lambda_m s}}$$

dove λ_m rappresenta la conducibilità del materiale, e $\lambda_m = 190 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ per le leghe di alluminio.

Dal calcolo si ha il seguente risultato:

$$m = 18,7 \text{ [m}^{-1}\text{]}$$

L'aletta deve essere tanto più lunga quanto è più alta la conducibilità del materiale, quanto maggiore è il suo spessore, quanto meno è efficace lo scambio con l'aria.

La lunghezza media delle alette è ottenuto riferendosi ad un valore sperimentale che ottimizza peso e scambio termico, ossia ci si riferisce alla seguente:

$$m * L = 1,3$$

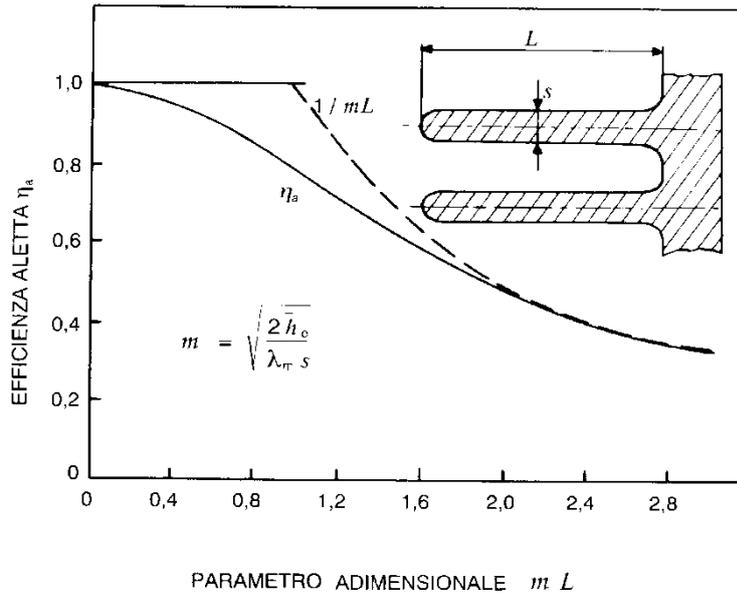
da cui si ricava $L_{\text{medio}} = 69 \text{ mm}$.

E' opportuno, tuttavia, diminuire tale lunghezza in modo da avere una efficienza maggiore delle alette, e questo è possibile in quanto non si hanno problemi né di ingombro né di circolazione d'aria tra canne attigue nella configurazione dei cilindri scelta, per cui è scelto $L_{\text{medio}} = 50 \text{ mm}$, da cui $m * L = 1$.

Si nota che il valore di L e di s sono tali per cui a seconda del materiale, dello spessore e del coefficiente di scambio termico esistono delle proporzioni ottimali, e questo risulta evidente dalla formulazione che si ricava dalle precedenti:

$$\frac{L}{s} = 1,07 \sqrt{\frac{\lambda_m}{s h_c}}$$

Dal grafico si ricava l'efficienza dell'alettatura, giungendo così ad avere tutti i dati per ricavare la superficie richiesta per smaltire il calore prodotto all'interno del cilindro.



[Fonte: G. Ferrari "Motori endotermici"]

L'efficienza stimata dell'aletta è $\eta_a = 0,76$.

Per quanto riguarda la superficie esterna della canna lambita dall'aria, S_c , il suo valore è $0,6 \div 0,8$ volte la superficie interna massima lambita dai gas caldi, S_i , ed il valore di quest'ultima è usualmente $20 \div 25$ volte inferiore rispetto alla superficie globale S_e , pertanto trascurabile rispetto alle grandezze in gioco.

Si ricava la superficie alettata richiesta:

$$S_a = \frac{1}{\eta_a} \frac{\bar{Q}}{h_e (T_e - T_r)} - \frac{1}{\eta_a} S_c$$

Si ottiene $S_a = 1 \text{ m}^2$ per ogni cilindro, corrispondente ad un volume di circa $1,4 \text{ dm}^3$, pari ad una massa di 4 kg di alluminio.

9.5 Forma della superficie alettata

Ciascuna zona che riceve calore dall'interno del cilindro deve essere dotata di una opportuna serie di alette atte a smaltire l'energia termica ricevuta, infatti la conduzione del calore da una parte all'altra del cilindro o della testa è limitata.

Ogni zona del motore riceve una quantità di energia diversa, quindi le dimensioni delle alette saranno differenti a seconda della loro collocazione,

ricordando che le teste e le parti alte dei cilindri ricevono la maggior parte del calore.

Data la disposizione dell'elica, generante un flusso refrigerante di direzione perpendicolare all'asse dei cilindri, quest'ultimi saranno dotati di alette circolari, in grado di fornire anche un aumento delle capacità resistenziali della canna, mentre le teste saranno caratterizzate da alette con giaciture contenenti la direzione del flusso d'aria.

Capitolo 10

Sistema di scarico

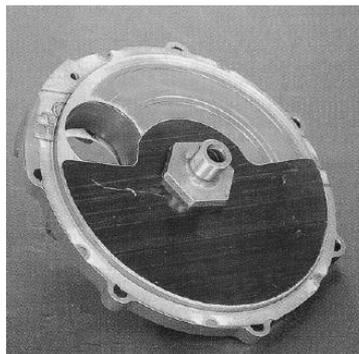
10.1 Valvole rotanti

Nei motori due tempi in cui la funzione di sovralimentazione è assegnata alla stessa pompa di lavaggio risulta ancor più difficoltoso non lasciare sfuggire la carica compressa alla chiusura delle luci di lavaggio rispetto ad un motore aspirato, infatti i gradienti di pressione tra cilindro e scarico sono maggiori.

Il propulsore in analisi non presenta un circuito di lubrificazione forzata, quindi non si possono adottare soluzioni che prevedano lubrificazioni per far funzionare i loro meccanismi di comando, quali valvole a fungo in testa o laterali, valvole tipo “sleeves”, a tamburo oppure sferiche sulla testata.

In definitiva, scartata l'ipotesi di una efficiente ma ingombrante marmitta, si provvede a realizzare una valvola rotante posta nel collettore di scarico, la quale, intercettando il flusso dei gas combusti, generi un'opportuna onda di pressione positiva che impedisca il deflusso della carica fresca dopo la chiusura della luce di lavaggio.

Si prendono in considerazione le seguenti architetture:



[Valvola rotante a disco]

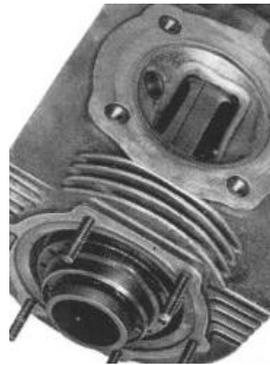
La valvola rotante a disco è costituita da un disco in acciaio armonico che ruota in un carter: la rotazione dell'elemento sagomato permette l'intercettazione del flusso dei gas al momento desiderato. La tenuta della chiusura disco-condotto è dovuta alla pressione dei gas stessi, i quali deformano elasticamente il disco ponendolo a contatto con la parete del carter in cui sfocia il condotto. Per l'utilizzo nel condotto di scarico del propulsore in esame non è necessario

garantire la tenuta della valvola, infatti si ricerca solo un elemento che, generando una graduale riduzione dell'area di passaggio nel condotto, generi un'onda riflessa positiva.

Il carter della valvola è di dimensioni maggiori rispetto al collettore di scarico intercettato, tuttavia l'eventuale perturbazione creata, data la larghezza interna del carter prossima ad 1 mm, avrebbe una influenza trascurabile, basti pensare che le lunghezze degli elementi della marmitta ad espansione prima citata devono avere dimensioni di 200 volte maggiori per suscitare le volute influenze.

La valvola esercita una "azione autopulente" nei confronti delle incrostazioni dovute ai fumi, infatti il ridottissimo gioco con le pareti del carter non impedisce sfregamenti tra disco ed alloggiamento in presenza di piccolissimi depositi carboniosi tra le parti.

Infine tale soluzione risulta leggera e di facile riparazione.



[Valvola a cilindro rotante (Norton, 1960)]

La superficie laterale del cilindro rotante svolge la funzione di apertura e chiusura delle luci di passaggio, infatti essa presenta tratti pieni e tratti vuoti che mettono in comunicazione i condotti con l'interno del cilindro, il quale funge da condotto di efflusso dei gas.

Sagomando le aperture sulla superficie laterale sono facilmente ottenibili aperture parziali e totali delle luci, fattore molto positivo per attuare i migliori riempimenti.

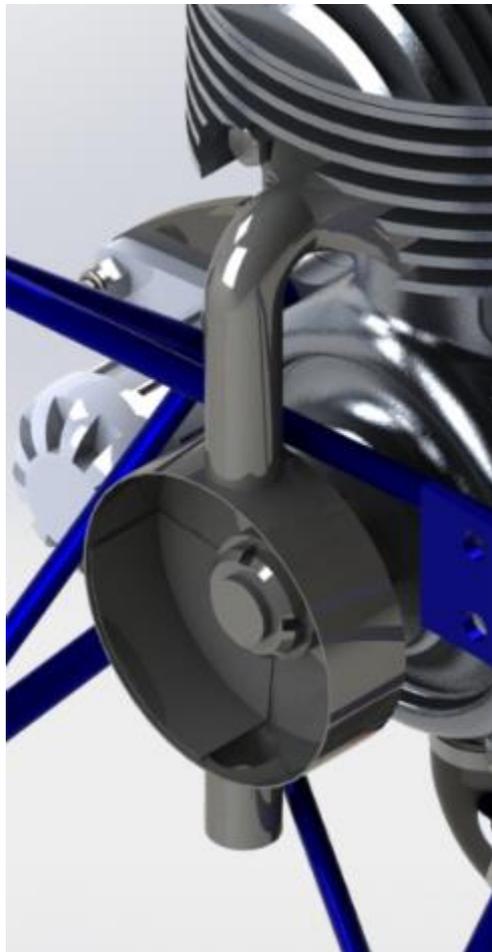
Le valvole a cilindro rotante garantiscono un'ottima tenuta, basti pensare che sono nate come sostituzione delle valvole a fungo in testa per motori da competizione.

Tuttavia esse hanno dimensioni e massa maggiori rispetto alle valvole a disco rotante, e, siccome i gas combusti attraversano la valvola stessa, bisogna prevedere la presenza di depositi carboniosi cospicui sia nel cilindro che nel

carter di alloggiamento, fattore che potrebbe compromettere la rotazione degli elementi.

In questo caso risulta comunque di più facile la realizzazione di una valvola a cilindro rotante in quanto non si deve ricorrere a cinghie per il moto ma viene montata direttamente sull'albero motore, inoltre vista la breve durata che deve avere il motore i residui non creano un grosso problema.

10.1.1 Dimensionamento della valvola a cilindro rotante



[Immagine relativa allo scarico in assenza del tappo]

La valvola in questione andrà ad alloggiare direttamente sull'albero motore quindi la sua realizzazione sarà semplice, bisognerà solo ricavare la giusta fasatura con le luci di scarico.

Innanzitutto si conosce il valore della velocità media del pistone e dell'altezza delle luci di scarico:

$$U = 14 \frac{m}{s} \text{ "velocità media pistone"}$$

$$h = 0,0175 \text{ m "altezza luci di scarico"}$$

In questo modo è noto il tempo di apertura delle luci, volendo che restino aperte fino a che il pistone si trovi al PMI.

$$t = \frac{h}{U} = 0,00126 \text{ s}$$

Il diametro della valvola rotante è stato preso pari a:

$$D = 80 \text{ mm} = 0,08 \text{ m}$$

In questo modo è stato possibile ottenere la circonferenza della valvola:

$$Cif = \pi * D = 0,251 \text{ m}$$

A questo punto conoscendo il numero di giri al secondo dell'albero motore, si ricava facilmente la velocità periferica della valvola a cilindro rotante e di conseguenza l'arco, e quindi l'angolo di chiusura dello scarico.

$$n = 141,5 \text{ rps "numero di giri al secondo"}$$

$$vp = Cif * n = 35,6 \frac{m}{s} \text{ "velocità periferica"}$$

$$La = vp * t = 0,0447 \text{ m "lunghezza arco"}$$

$$\varnothing = 360 * \frac{La}{Cif} = 64^\circ$$

In questo modo è possibile realizzare la valvola che andrà poi opportunamente fasata con l'andamento del pistone.



[Valvola rotante]

La valvola rotante come si può vedere dall'immagine sopra è stata realizzata con un contrappeso, questo accorgimento è stato preso per fare sì che il baricentro coincida con quello dell'albero motore e non ci sia uno squilibrio delle forze rotanti.

Per impedire l'uscita dei gas di scarico dalla parte del carter ed evitarne eccessivi surriscaldamenti, sull'albero motore vengono inserite delle tenute a labirinto, in modo che il percorso che il gas dovrà effettuare per uscire sarà complicato e ne renderà appunto difficoltosa la fuoriuscita.

Capitolo 11

Conclusioni



[Complessivo motore, peso 7Kg, ingombro 350x230x260]

Lo scopo di questa trattazione era la realizzazione di un motore che avesse una durata complessiva superiore alle 300 ore a regima di massima potenza. Siccome il suddetto motore deve essere usato in ambito aeronautico, più precisamente per la movimentazione di un drone, il rapporto peso-potenza

doveva essere elevato, per questo motivo si sono fissati i limiti di 5 kW di potenza e 6 Kg di peso.

A questo scopo si è scelto di realizzare un motore Diesel monocilindrico 2T con iniezione della miscela a carburatore, che eroghi la potenza desiderata a 8500 rpm.

Si è scelto un motore Diesel per il semplice motivo che in caso di caduta del drone la miscela non sarebbe dovuta essere incendiaria, o comunque avrebbe dovuto avere meno possibilità di incendio rispetto ad un motore a benzina.

Questa scelta si è potuta sfruttare anche per la lubrificazione dei cuscinetti di banco di biella e del pistone, in quanto si è utilizzato gasolio commerciale, il quale ha un contenuto di olio pari allo 0,2%.

In conclusione si è riuscito a progettare un motore con una potenza pari a 5 kW e peso leggermente superiore a quello desiderato.

L'obiettivo di peso è stato superato, arrivando a circa 7 kg, rispetto ai 6 kg imposti.

La soluzione a tale problema sta nel lavorare sulla rifinitura dei carter e soprattutto sull'albero motore che può essere alleggerito applicando opportunamente fori sui perni, sempre stando attenti all'affidabilità.

Come motore definitivo verrà usata una versione ibrida fra questo motore e il motore Diesel common rail, in quanto in questo tipo di motore è molto critica la fase di avviamento da freddo. Con il raffreddamento ad aria non è possibile intervenire sul raffreddamento, mentre con il raffreddamento ad acqua questo è possibile inserendo una valvola termostabile che andrà ad intervenire sul flusso di liquido permettendo un migliore avviamento.

Inoltre andrà migliorato il castello che da sullo scarico, bisognerà intervenire per impedirne un surriscaldamento che porterebbe ad un'espansione dei gas all'interno del carter pompa e quindi ad un peggior riempimento della camera di combustione.

In conclusione, dalla trattazione si evince che la realizzazione di una unità propulsiva che preveda assenza di manutenzione, pur mantenendo un costo di produzione sostenibile, è possibile.

Bibliografia

- BALDASSINI L.

Vademecum per disegnatori e tecnici, Hoepli, Milano

- BOCCHI G.

Motori endotermici, Hoepli, Milano

- FERRARI G.

Motori endotermici, Edizioni “Il Capitello”, Torino.

- GIACOSA D.

Motori endotermici: motori a ciclo otto e diesel; turbine a gas e motori rotativi; studio termodinamico, architettura, dimensionamento, prove; analisi dei gas di scarico e norme antinquinamento, XV° edizione. Ulrico Hoepli Editore, Milano.

- MINELLI G.

Motori endotermici alternativi. Pitagora Editrice, Bologna.

- VIGNOCCHI D.

Elementi di progettazione del motore, Athena, Modena

Siti consultati:

-www.ngk.de

-www.skf.com

-www.wikipedia.org

