

**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 PICCOLO
PROPULSORE DIESEL COMMON RAIL,
SOVRALIMENTATO PER UN DRONE**

CANDIDATO

Milanesi Gian Marco

RELATORE

Piancastelli Luca

Anno Accademico 2013/2014
Sessione II

INDICE

Capitolo 1

OGGETTO DELLA TESI.....	7
1.1 Descrizione ed impiego.....	7
1.2 Obiettivi.....	8
1.3 Specifiche tecniche.....	8

Capitolo 2

MOTORE DIESEL.....	11
2.1 Funzionamento.....	11
2.2 Sistema ad iniezione Common Rail.....	14
2.3 Ciclo del motore a 2 tempi.....	17

Capitolo 3

DIMENSIONAMENTO DEL MOTORE.....	27
3.1 Rapporto alesaggio/corsa.....	27
3.2 Cilindrata e Potenza.....	29

Capitolo 4

MANOVELLISMO DI SPINTA.....	31
4.1 Pistone.....	31
4.2 Biella.....	35
4.3 Requisiti richiesti.....	38
4.4 Cinematismo.....	39
4.5 Equilibratura delle forze.....	44
4.6 Dimensionamento dell'albero motore.....	51
4.7 Proporzionamento dei cuscinetti.....	52

Capitolo 5

ALIMENTAZIONE DELL'ARIA NEL MOTORE.....	55
5.1 Disposizione delle luci.....	55
5.2 Dimensionamento delle luci di lavaggio.....	58
5.3 Dimensionamento delle luci di scarico.....	60

Capitolo 6

SOVRALIMENTAZIONE.....	63
6.1 Descrizione della sovralimentazione.....	63
6.2 Calcolo della girante di un compressore centrifugo.....	63
6.3 Valvola lamellare.....	70

Capitolo 7

BASAMENTO.....	73
7.1 Carter pompa.....	73
7.2 Testata.....	74
7.3 Cilindro.....	76
7.4 Telaio.....	77

Capitolo 8

SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO.....	79
8.1 Raffreddamento ad acqua.....	79
8.2 Circolazione naturale.....	81
8.3 Dimensionamento del radiatore.....	81

Capitolo 9

SISTEMA DI SCARICO.....	87
9.1 Effetti del sistema di scarico.....	87
9.2 Dimensionamento dei condotti.....	89
9.3 Marmitta ad espansione.....	90
9.4 Valvola a cilindro rotante.....	95
9.5 Dimensionamento del cilindro rotante.....	97

Capitolo 10

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	99
BIBLIOGRAFIA.....	101

Capitolo 1

OGGETTO DELLA TESI

1.1 Descrizione ed impiego

In questi ultimi anni è in continuo aumento l'investimento di risorse economiche e tecniche nello sviluppo di droni per poter ottimizzare il loro rapporto peso/potenza ed ore di volo, inoltre stanno aumentando anche le possibilità di loro impieghi in molti campi differenti. E' certo che in un futuro non troppo lontano verranno utilizzati per facilitare i compiti dell'uomo e delle società, per esempio, facendoli sorvolare sopra le strade potranno facilitare i controlli autostradali e ferroviari al posto delle pattuglie. L'utilizzo di questi velivoli andrebbe a sostituire direttamente l'uomo con un vantaggio per quanto riguarda la sicurezza e l'efficienza visto che potranno lavorare 24 ore su 24, senza sosta.

Tuttavia non è permesso l'utilizzino di motore a scoppio montato su questo tipo di drone perché esiste il rischio che possa innescare incendi in zone abitate in casi di malfunzionamento; ed è proprio per questo motivo che in questa trattazione si è cercato di realizzare ed ottimizzare lo studio di un motore Diesel (quindi lo stoccaggio di un carburante che presenta una infiammabilità molto inferiore rispetto alla benzina) che potesse garantire una potenza di 5 KW pur mantenendo contenuto sia il peso che il volume.

1.2 Obiettivi

- Ingombro il più ridotto possibile, dato che andrà installato in un velivolo ultraleggero.
- Peso dei componenti motoristici inferiore a 7Kg.
- Assenza di manutenzione e relativi controlli, vita utile del motore di 300 ore.
- Costo di produzione contenuto dato che necessiterà di sostituzioni del motore.
- Utilizzo del minor numero possibile di componenti per aumentare l'affidabilità complessiva.

1.3 Specifiche tecniche

- Si dovrà realizzare un motore Diesel a 2 tempi, ad iniezione diretta con il sistema Common Rail, con carter-pompa per favorire e mantenere una corretta lubrificazione.
- Il motore dovrà erogare una potenza di 5 kW.
- Numero di giri massimo pari a 6000 rpm, con l'elica collegata direttamente all'albero motore.
- Il motore dovrà essere a corsa lunga, diminuendo così le forze in gioco e garantendo un alto rendimento volumetrico e termico.
- Utilizzo di un compressore centrifugo per la sovralimentazione dell'aria in ingresso per garantire al motore maggiore potenza e coppia.
- Immissione con valvola lamellare, in quanto il disco rotante sembra una soluzione ormai superata, inoltre è più leggera.
- Sezioni di lavaggio e scarico comandate esclusivamente dal pistone, avendo così un sistema più semplice, economico e leggero.

- Rapporto di compressione di 14:1, dato che il motore è sovralimentato.
- Iniezione mediante flauto Common Rail.
- Utilizzo di una valvola rotante allo scarico, al posto della marmitta, per ridurre l'ingombro ed il volume complessivo.
- Lubrificazione mediante un tubo di venturi che spilla una parte del gasolio e termina all'imbocco del compressore per la sovralimentazione, garantendo una lubrificazione di tutti i componenti dentro al carter-pompa

Capitolo 2

MOTORE DIESEL A 2 TEMPI

2.1 Funzionamento

Il concetto di base del funzionamento del motore Diesel è che quando un gas viene compresso, la sua temperatura cresce. In questo motore viene utilizzata tale proprietà comprimendo all'interno del cilindro la sola aria a valori elevati fino a raggiungere la temperatura alla quale il combustibile, iniettato presso il punto morto superiore, si accende spontaneamente. Viene pertanto definito motore ad accensione spontanea, in contrapposizione al motore ad accensione comandata, nel quale l'accensione è innescata da una scarica elettrica.

In tale compressione l'aria può raggiungere valori di temperatura tra i 700 e i 900 gradi C. Poco prima che il pistone raggiunga il punto morto superiore, cioè il punto di massima salita dello stesso, viene immesso per mezzo di un iniettore il combustibile nell'aria arroventata e compressa nello spazio residuo sopra il pistone. Si ha quindi l'autoaccensione e poi la combustione della miscela aria combustibile, a cui segue la fase di espansione che riporta il pistone verso il basso generando così la rotazione dell'albero motore, la spinta per tale rotazione costituisce l'erogazione di energia meccanica che è lo scopo del motore stesso. Infine si ha la fase di scarico dove i gas combusti vengono espulsi dal cilindro attraverso l'apertura della valvola di scarico.

Il funzionamento sopra riportato spiega alcune delle caratteristiche che differenziano il motore Diesel da quello a benzina. Per fronteggiare le forze che si creano durante l'intero processo il motore Diesel dovrà avere un rapporto di compressione molto più elevato di quello di un analogo motore a benzina. Questa necessità influenza anche il peso di un motore Diesel, che sarà maggiore di quello di un motore a benzina di

analoga cilindrata, in quanto le parti del motore dovranno essere costruite per resistere a stress più elevati. D'altra parte, proprio per il suo funzionamento, il motore In tale compressione l'aria può raggiungere valori di temperatura tra i 700 e i 900 gradi C. Poco prima che il pistone raggiunga il punto morto superiore, cioè il punto di massima salita dello stesso, viene immesso per mezzo di un iniettore il combustibile nell'aria arroventata e compressa nello spazio residuo sopra il pistone. Si ha quindi l'autoaccensione e poi la combustione della miscela aria combustibile, a cui segue la fase di espansione che riporta il pistone verso il basso generando così la rotazione dell'albero motore, la spinta per tale rotazione costituisce l'erogazione di energia meccanica che è lo scopo del motore stesso. Infine si ha la fase di scarico dove i gas combusti vengono espulsi dal cilindro attraverso l'apertura della valvola di scarico.

Il funzionamento sopra riportato spiega alcune delle caratteristiche che differenziano il motore Diesel da quello a benzina. Per fronteggiare le forze che si creano durante l'intero processo il motore Diesel dovrà avere un rapporto di compressione molto più elevato di quello di un analogo motore a benzina. Questa necessità influenza anche il peso di un motore Diesel, che sarà maggiore di quello di un motore a benzina di analoga cilindrata, in quanto le parti del motore dovranno essere costruite per resistere a stress più elevati. D'altra parte, proprio per il suo funzionamento, il motore Diesel trae maggiori vantaggi dall'impiego di sistemi di sovralimentazione che effettuano una compressione dell'aria già prima che questa entri nel cilindro.

In questo tipo di motori è di fondamentale importanza il sistema di alimentazione ed in particolare la pompa del combustibile, che regola la quantità di combustibile immessa nei cilindri, nonché il momento esatto dell'immissione stessa. Sulla base della quantità di combustibile immesso ad ogni regime di rotazione il motore fornisce più o meno potenza in quanto l'aria da questo aspirata è un valore costante che corrisponde sempre al massimo possibile (non esiste un carburatore). Nei motori Diesel, a differenza di

quelli a benzina, non è necessario gestire l'accensione con dispositivi esterni, è lo stesso fatto della iniezione che direttamente agisce per l'"accensione" della miscela. La potenza non è direttamente basata sulla quantità di miscela aria-combustibile che è immessa nel cilindro, ma solo sulla quantità di combustibile iniettato. Nei primi motori Diesel questo sistema di regolazione era di tipo meccanico con una serie di ingranaggi che prelevavano energia dal motore stesso. Il limite più rilevante era dato dal fatto che l'immissione di combustibile era rigidamente collegata con il regime di rotazione del motore stesso, dato che la combustione è un fatto fisico costante, a basse velocità di rotazione la combustione rischia di essere troppo anticipata rispetto al moto del pistone (che è relativamente più lento), mentre a velocità elevata il moto accelerato (veloce) del pistone combinato con la combustione fa risultare la combustione relativamente ritardata. In una fase successiva, l'evoluzione delle pompe di iniezione ha permesso di migliorare il controllo dei tempi e delle quantità di gasolio iniettate, con l'implementazione di dispositivi di autoregolazione dell'anticipo dell'iniezione (ad esempio il variatore dell'anticipo dell'iniezione a masse centrifughe, tipico delle pompe di iniezione in linea). Nei motori moderni l'immissione di combustibile è invece regolata attraverso il ricorso all'elettronica. Si hanno quindi dei moduli di controllo elettronici (ECM – Electronic Control Module) o delle unità di controllo (ECU – Electronic Control Unit) che altro non sono che dei piccoli calcolatori montati sul motore. Questi ricevono i dati da una serie di sensori e li utilizzano per calibrare, secondo tabelle (dette anche mappe) memorizzate nell'ECM/ECU, la quantità di combustibile da iniettare e (soprattutto) il tempo, inteso come momento esatto di immissione, in modo da ottenere sempre il valore ottimale, o il più vicino a questo, per quel determinato regime di rotazione. In questo modo si massimizza il rendimento del motore e se ne abbassano le emissioni. In questo caso il tempo, misurato in gradi angolari di rotazione, assume una importanza critica in quanto sia un ritardo che un anticipo rispetto al momento ottimale comportano dei problemi. Infatti se si anticipa troppo si

ritroveranno nei gas di scarico valori rilevanti di ossidi di azoto (NO_x) anche se il motore raggiunge una efficienza maggiore dato che la combustione avviene ad una pressione più alta. Un ritardo invece, a causa della combustione incompleta, produce molto particolato (polveri sottili) e fumosità allo scarico oltre a peggiorare l'efficienza del motore. Non esiste un valore ottimale valido per tutti i motori ma ogni motore ne ha uno proprio.

2.2 Sistema ad iniezione Common Rail

Per ottenere una buona combustione nei motori Diesel, visto l'utilizzo di un combustibile poco pregiato come il gasolio, è di fondamentale importanza ottenere una buona miscelazione, di conseguenza, è richiesta un'ottima polverizzazione tra combustibile e comburente. D'altro canto la combustione diffusiva che si ottiene in questi motori necessita di un rapporto stechiometrico locale, mentre, poiché la carica non è omogenea, non necessita di un opportuno rapporto di miscela globale. Questo fatto permette di eseguire la regolazione del motore agendo sulla quantità di combustibile da iniettare, senza dubbio migliore della regolazione per quantità dei motori a scintilla, che prevede la presenza di un corpo farfallato a monte dell'aspirazione che causa inevitabili perdite.

Nel campo di funzionamento del motore la quantità di combustibile iniettabile è limitata dai seguenti fattori:

- emissioni gassose e articolati carichi meccanici agenti sugli elementi strutturali;
- carichi termici.

Per fare fronte a tali fattori il sistema di iniezione deve essere in grado di svolgere le seguenti operazioni:

- dosare adeguatamente il combustibile in funzione di carico a regime;
- uniformare la distribuzione di combustibile in funzione di carico a regime;
- fasare il periodo di iniezione in funzione del carico e regime;
- fornire una corretta portata in relazione ai gradienti di pressione per cilindro;
- garantire una formazione dello spray che permetta un soddisfacente mescolamento con l'aria.

Il sistema common-rail, ideato per soddisfare a queste esigenze, è composto principalmente da una pompa ad alta pressione che mantiene il combustibile alla pressione di circa 1350 bar e da un distributore comune (il common-rail appunto) che alimenta tutti gli iniettori.



Figura 1:
sistema common rail

per un quattro cilindri in linea

La fasatura e la dosatura, che devono variare in funzione di regime e carico, vengono gestite da una centralina che comanda elettromagneticamente l'apertura e la chiusura degli iniettori. I componenti principali di tale sistema sono:

- pompa ad alta pressione a pistoni radiali;
- distributore a flauto;
- sensore di pressione nel distributore;
- elettroiniettori;
- smorzatore di pulsazioni nel distributore;

- centralina elettronica;

La pompa è alimentata dal motore ed il suo utilizzo è dovuto alla sua capacità di assorbire una potenza bassa e costante e di ridurre decisamente le fluttuazioni di pressione nel flauto. Il distributore garantisce rigidità, smorzamento delle pulsazioni di pressione e durata in condizioni di temperatura da -40 °C a +120 °C ad una pressione di 1500 bar. La pressione nel flauto deve essere mantenuta costante perché la portata di combustibile è definita da questa pressione e dal tempo di apertura dell'iniettore e questo compito è eseguito da un regolatore di pressione sul quale agisce la centralina con un controllo a ciclo chiuso. Gli elettroiniettori utilizzati presentano ugelli piccolissimi (fino a 6 per iniettore) grandi 200 micron, i quali sono in grado di realizzare un'ottima polverizzazione del gasolio.

Il successo di questo sistema di iniezione è dovuto agli enormi vantaggi che comporta:

- la pressione non è influenzata dal regime di rotazione del motore e quindi anche ai bassi regimi si possono avere iniezioni che permettono grande polverizzazione e diffusione del combustibile garantendo un'ottima combustione;
- riduzione della rumorosità agli iniettori;
- libertà di posizionamento e dimensione degli iniettori a tutto vantaggio del lay-out della testata;
- riduzione della fumosità in quanto non vi sono più fluttuazioni di pressione al variare del regime;

Inoltre tale sistema permette di effettuare più iniezioni nello stesso ciclo, con enormi vantaggi per quanto riguarda il rendimento della combustione e le sue emissioni.

L'iniezione pilota o pre-iniezione (meno di un milligrammo in alcune decine di microsecondi) permette il riscaldamento della miscela all'interno del cilindro e ciò facilita la combustione del gasolio che verrà iniettato durante l'iniezione principale; la

migliore combustione inoltre provoca una considerevole riduzione del rumore dovuto a questa fase.

La post-iniezione è utilizzata per ridurre le emissioni di NO_x e particolato.

Gli iniettori hanno il compito di definire le caratteristiche del getto di combustibile che entra in camera di combustione e al di là del sistema che li aziona sono formati da due parti principali:

- **Polverizzatore:** formato da un corpo con i canali di entrata di combustibile e da uno spillo che ne controlla l'iniezione nel cilindro;
- **Portapolverizzatore:** serve per isolare il polverizzatore dalla camera di combustione ed a fissarlo alla testata.

2.3 Ciclo del motore a 2 tempi

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.

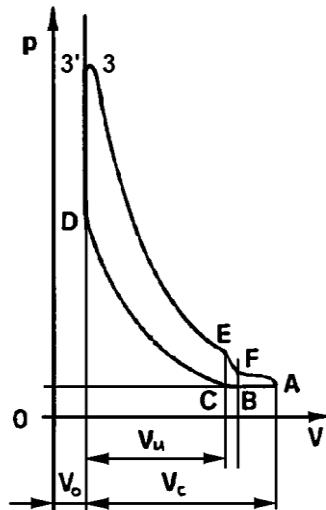


Figura 2: Diagramma indicatore di un motore a 2 tempi

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.

Si trascura la presenza di gas combustibili residui in camera di combustione, come citato nel capitolo relativo all'alimentazione d'aria del motore due tempi sovralimentato.

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

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

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.

$$p_D = p_C^* (\rho')^{n_c} = 0,18^* (14)^{1,34} = 6,18 \text{ MPa}$$

$$T_D = T_C^* (\rho')^{n_c - 1} = 373^* (14)^{1,34 - 1} = 915 \text{ K}$$

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.

Nella presente trattazione si considera che l'iniezione avvenga in corrispondenza del PMS, punto D, trascurando l'anticipo di iniezione,

Il processo di combustione può essere suddiviso in quattro fasi:

- una fase iniziale che parte dal punto D, da cui comincia l'iniezione, e corrisponde al periodo di incubazione durante il quale il combustibile si prepara a bruciare
- una seconda fase in cui, il combustibile iniettato durante la fase precedente, ha avuto tempo di evaporare e formare una miscela con l'aria: si origina, quindi, una rapida combustione
- una fase di combustione diffusiva
- una fase finale di post-combustione, concomitante alla fase di espansione, dove brucia il combustibile non ancora consumato.

Se la prima fase viene prolungata eccessivamente, si può raggiungere con la seconda fase, una pressione elevata, oltre che

benefici sul rendimento termico: tuttavia può portare anche a eccessivi carichi sui vari organi ed a eccessiva rumorosità.

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

$$p_{3'} = \varepsilon^* p_D = p_3$$

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 $\varepsilon = 1,62$, otteniamo:

$$p_{3'} = \varepsilon^* p_D = p_3 = 1,62 * 6,18 = 10 \text{ MPa}$$

Il valore ottenuto è tipico di un motore destinato alla trazione stradale piuttosto che di un motore aeronautico ad alte prestazioni.

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:

$$T_{3'} = 0,976 * T_2 * \varepsilon * (R_r / R_a) = 0,976 * 915 * 1,62 * 1,04 = 1505 \text{ K}$$

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

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

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:

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

a = 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 $a=22$. 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:

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

da cui:

$$c_{vm} = 0,858 + 1,06 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{2} \cdot (1505 + 915) = 0,966 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

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:

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

E' ora necessario adottare un procedimento iterativo al fine di determinare c_{pm} , ΔQ e poi sostituire tali valori nella espressione di T_3 .

Si assegna a T_3 il valore di tentativo di 2350 K, e si calcolano i seguenti:

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

$$c_{pm} = 1,156 + 1,06 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{2} \cdot (1505 + 2350) = 1,35 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

ottenendo il seguente risultato:

$$T_3 = 2210 \text{ K (primo tentativo)}$$

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 $\tau = V_3/V_0$:

$$\tau = 0,985 \frac{T_3 R_r}{T_3' R_a}$$

$$\tau = 0,985 * 2240 / 1505 * 1,04 = 1,52$$

da cui si ottiene

$$V_3 = V_0 * \tau = 8509 * 1,49 = 12678 \text{ mm}^3$$

dove V_0 è il volume nocivo ed è dato da: h_0 è l'altezza del volume nocivo ed è ricavata nel capitolo 4.5 (dove però viene chiamata V_D)

ESPANSIONE.

Per la camera in cui è avvenuta l'iniezione si portano a termine i calcoli senza considerare il fatto che durante la fase di espansione i gas delle due camere, che sono a temperatura e pressioni differenti, si mescolano tra di loro.

La fase di espansione termina nel punto E del diagramma, corrispondente all'angolo di fase $\theta = AAS$ 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 1,18 per tenere conto della presenza del sovralimentatore.

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

Sostituendo i valori numerici si ottiene:

$$p_E = 0,69 \text{ MPa}$$

$$T_E = 1478 \text{ K}$$

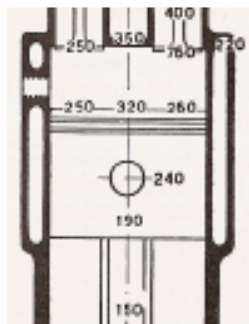


Figura 3: Temperature indicative (°C) di alcuni organi di un generico motore a combustione interna.

Capitolo 3

DIMENSIONAMENTO DEL MOTORE

3.1 Rapporto alesaggio/corsa

Il nostro obiettivo è quello di ottenere un motore Diesel a corsa lunga, il quale presenta i seguenti vantaggi:

- Maggiore tenuta delle fasce elastiche e degli anelli raschiaolio, viene dal fatto che tali segmenti sviluppano tutti la stessa forza (determinata dal tipo di materiale, forma e accorgimenti), ma viene sviluppata su una superficie minore, creando quindi una pressione maggiore, aumentando la tenuta dei gas.
- Maggior rendimento termico, questo è dato dalla camera di combustione più ristretta, dato che per poter avere lo stesso rapporto di compressione aumenta di fatto il tempo di combustione.
- Forze in gioco minori, a parità di cilindrata e di coppia motrice, un motore sottoquadro ha delle forze maggiori in fase di combustione ed espansione, supportate dai primi organi rotanti del motore, come biella e pistone.
- Scampanamento minore, si riduce l'oscillazione del pistone in avanti e indietro diminuendo questo fenomeno.
- Miglior rendimento volumetrico, il motore 2T a differenza del 4T respira attraverso le pareti del cilindro e non attraverso la testata, dato quindi che la corsa varia linearmente con la cilindrata, mentre l'alesaggio varia quadraticamente, si ha che a parità di tutti gli altri fattori (cilindrata, fasature, rapporto di compressione) un motore a corsa corta avrà un'area di passaggio per il fluido operante minore di un motore quadro o sottoquadro e quindi di conseguenza valori di coppia e potenza più bassi.
- Precisione maggiore per le fasature, per via delle caratteristiche del motore, avere una corsa lunga significa avere margini d'errore maggiori.

A svantaggio di:

- Maggior superficie laterale, con un alesaggio minore ed una maggiore corsa si ha una superficie di contatto maggiore tra pistone e cilindro, con un conseguente aumento della dispersione d'energia per attrito.
- Maggiore velocità del pistone a parità di rpm, questo è dato dal fatto che per avere un piccolo alesaggio si deve avere una corsa più lunga, determinando un maggiore consumo del pistone e del cilindro.
- Vibrazioni maggiori, il pistone e la biella essendo sottoposti a una velocità maggiori (a parità di regime e motore) durante le rotazioni sviluppano una maggiore inerzia e creano più vibrazioni.
- Maggior contatto tra miscela fresca e gas combusti, il che permette d'avere maggiori dispersioni di miscela fresca e peggiorando di conseguenza anche il riempimento del cilindro.
- Raffreddamento peggiore, questo è derivato dalla maggiore distanza tra le zone non coperte dal circuito di raffreddamento, per via delle fasature del cilindro.

Si è assunto che il pistone viaggiasse ad una velocità media “u” pari a 14 m/s e il motore a 6000 giri/min; di conseguenza la corsa è risultata di 75mm.

$$C=U/(2*n)*60$$

Adottando un rapporto alesaggio/corsa fortemente sottoquadro $C/D=0,6$ il diametro del pistone ottenuto è di 45mm.

Conforme con quello che ci eravamo predisposti.

In realtà inizialmente eravamo partiti con un rapporto ancora più spinto $C/D=0,45$ ma in fase di assemblaggio dei componenti si era notato un pericoloso contatto della biella col cilindro perciò abbiamo dovuto modificare i nostri dati di partenza per cercare di ottenere il nostro obiettivo che ci eravamo prestabiliti.

3.2 Cilindrata e Potenza

La cilindrata ottenuta è di 120 cm^3 .

$$V = \pi R^2 C$$

Inoltre tra le caratteristiche da rispettare il drone deve generare una potenza di circa 5kW.

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

Dove:

- $\eta_g = 0.28$. Il valore del rendimento globale η_g è cautelativo, infatti si è voluto tenere conto della presenza di un compressore centrifugo che assorbe potenza dall'albero motore e del fatto che dal propulsore si ricerca la massima potenza a discapito dei consumi.
- $H_i = 42700 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$. Il combustibile utilizzato è il gasolio per autotrazione in quanto possiede le proprietà lubrificanti richieste.
- $\alpha = 22$. Il 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.
- $\lambda_v = 1.4$. Il valore del coefficiente di riempimento è dovuto alla presenza del compressore centrifugo che permette di sovralimentare il motore.
- $\rho_a = 1.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. Si considera la densità dell'aria a temperatura e pressione ambiente.
- $\tau = 2$. Numero di tempi.
 $n = 6000 \text{ rpm}$.

Con questi valori si ottiene una potenza pari a 4,9kW (6,66Cv), molto vicina a quella desiderata.

Capitolo 4

MANOVELLISMO DI SPINTA

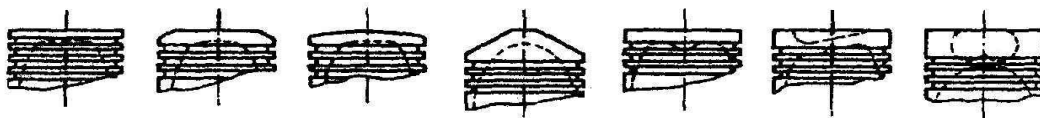
4.1 Pistone

Il pistone rappresenta il cuore della trasmissione del moto in un manovellismo, in quanto regge tutto il carico in termini di pressione e di temperatura, dato dalla combustione ed inoltre deve raccogliere il lavoro nella espansione per trasmetterlo, tramite la biella, all'albero a gomiti.

Si possono trovare varie morfologie di pistoni variabili soprattutto come camera di combustione e come altezza, ve ne sono alcune adatte a realizzare un motore a benzina ed altre studiate per un motore diesel come il nostro.

Per queste ultime si deve ricordare come avviene l'iniezione del gasolio: questo infatti, essendo poco volatile, viene polverizzato allo stato liquido sotto forma di una nuvola di finissime goccioline che, proprio per la loro natura, hanno bassissimo potere penetrante; quindi alla camera di combustione è richiesta una forma particolarmente raccolta che avvolga questa diffusione di particelle e che vorticizzi l'aria per creare turbolenza.

In Fig.4 si riportano alcune forme tipiche di camere 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.

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.

Per avere ripartizioni uniformi della pressione sul mantello lo spinotto dovrà trovarsi circa in mezzeria, tuttavia si ricorda che l'utilizzo di cuscinetti volventi influenza notevolmente la geometria di questo organo a causa delle rilevanti dimensioni necessarie a sostenere le forze in gioco.

Generalmente si opera 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.

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.

Da ultimo però, si vuole ricordare anche un altro problema: quello delle tolleranze dimensionali, superficiali e geometriche.

Come detto fin dall'inizio, è un organo molto importante e quindi richiede una tecnologia molto accurata per avvicinarsi il più possibile alla condizione ideale, cioè avere sempre perfetta corrispondenza fra cilindro e pistone; chiaramente non ci potrà essere corrispondenza esatta fra i diametri, quello a cui si tende è quindi avere una ristretta tolleranza dimensionale ed un campo di temperature il più possibile uniforme attorno alla camera in modo che non vi siano delle dilatazioni disuniformi tali da permettere il blow-by.

E' quindi necessaria un'ovalizzazione iniziale data al pistone per recuperare quella che acquisterà nell'uso (causata nel nostro caso principalmente dalla differenza di massa nei due sensi) ed anche la conicità serve a recuperare la dilatazione non costante in ogni punto durante il funzionamento.

Si vuole infine notare, che senza queste tolleranze il pistone funzionerebbe correttamente solo a freddo mentre gripperebbe a regime ed è proprio l'opposto di quello che si vuole cioè un funzionamento ottimale a regime a costo di qualche trafilemento in più a motore freddo.

Nel nostro studio, si elude da una accurata scelta delle tolleranze geometriche e dimensionali e ci si preoccupa di dare una geometria tale da favorire lo smaltimento del calore dal cielo verso il fondo.

Effettuando uno spessoramento variabile è infatti favorito il flusso di calore; nel nostro motore è molto importante avere una buona evacuazione del calore poiché si tratta di un due tempi e quindi vi è solo la breve fase di lavaggio, che investe il cielo di carica fresca, mentre nella restante parte il pistone è sempre investito da una corrente di fumi caldissimi.

Per dimensionare tale organo si parte dall'unico dato che è l'alesaggio; si riportano in figura 5 i dati tratti dallo Speluzzi.

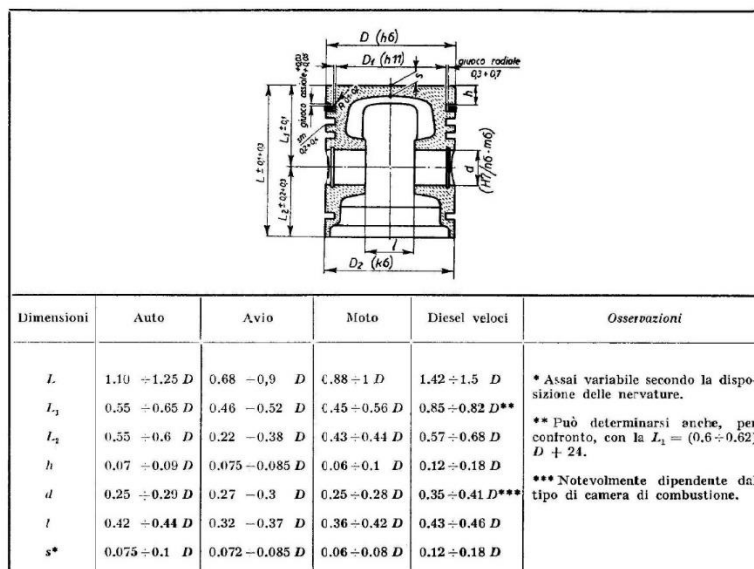


Figura 5 : proporzionamento del pistone

La soluzione a doppia camera di combustione comporta vantaggi in termini di sicurezza generale e prestazioni del motore, ma complica la geometria del pistone.

Questo componente viene realizzato in lega G-ALSi10 in quanto permette di ridurre le inerzie rispetto a componenti in ghisa ed acciaio e facilita la dispersione del calore.

Lo spessore minimo del fondo può essere calcolato come se fosse una piastra circolare di spessore uniforme appoggiata al contorno:

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

dove in via cautelativa la $P_{max} = 9,27 \text{ MPa}$ (come si può vedere in seguito in questo capitolo), e la $\sigma_{amm} = 150 \text{ MPa}$.

Sostituendo i valori numerici, otteniamo uno spessore $s = 5,6 \text{ mm}$.

Ora abbiamo tutti i dati per realizzare la geometria del pistone e in figura 6 si può vedere il disegno realizzato.



Figura 6 : Disegno del pistone

Si ha adottato una geometria più leggera di quella riportata nella tabella precedente ma che garantisse comunque la solidità durante la fase di lavoro (come si può vedere in figura 7 dove è stata fatta una simulazione con SolidWorks per essere sicuri che il pistone fosse in grado di resistere alla forza massima esercitata

dai gas, e così è stato). La testa del pistone è stata creata con una forma specifica per aiutare l'iniezione del carburante mediante il Common Rail.

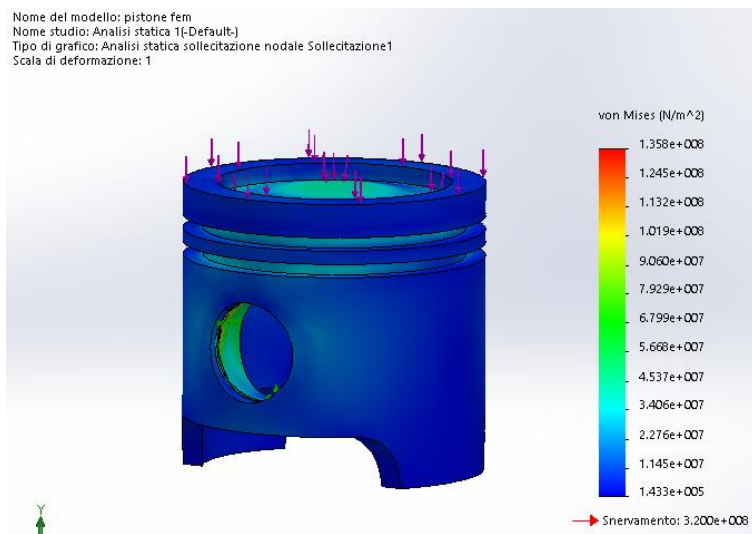


Figura 7: simulazione statica del pistone sotto la forza dei gas

4.2 Biella

La biella è l'organo del motore più sollecitato; 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.

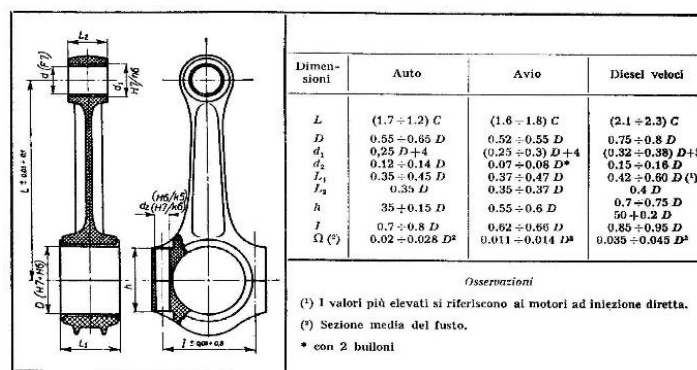


Figura 8: proporzionamento della biella

Il diametro interno dell'occhio di biella è determinato dall'anello esterno del cuscinetto, mentre quello del piede di biella da quello dello spinotto, a sua volta dipendente dai cuscinetti a rullini montati nel pistone.

Lo spinotto è montato tramite forzamento, così come la sede dell'anello esterno del cuscinetto a rulli nell'occhio di biella, in quanto i carichi sono variabili nel tempo sia in intensità sia in verso, condizione che potrebbe generare rotazioni dell'anello nella sede.

Il materiale scelto per la biella, realizzata per forgiatura, è 39 NiCrMo 3.

Abbiamo seguito la tabella per la realizzazione della biella, tranne che per la lunghezza. Dato che vogliamo che l'ingombro relativo del motore sia il più ridotto possibile abbiamo adottato questa scelta con i suoi svantaggi cinematici. Uno dei fattori che ha maggior importanza sulle sollecitazioni del 2° ordine (soprattutto nei monocilindrici) è l'angolo di biella, quest'angolo è determinato dalle combinazioni tra corsa e interasse biella, il suo effetto si traduce sulla spinta laterale del pistone sul cilindro (che aumenta al diminuire della lunghezza d biella), matematicamente, l'angolo aumenta al diminuire del rapporto interasse biella/corsa albero motore.



Figura 8: Disegno della biella di primo tentativo

Tuttavia andando a verificare la biella con SolidWorks Simulation applicando alla struttura la forza esercitata dai gas alle varie posizioni del pistone si è notato che non era in grado di sopportare tal sforzo, così si è dovuta “rivedere” la sua geometria per renderla più solida e compatta (come si può vedere in fig.9).



Figura 9: Disegno della biella

Abbiamo risviluppato i calcoli per verificare la simulazione statica dei componenti motoristici e con questa struttura della biella siamo arrivati ad una soluzione accettabile anche se al limite (Fig.10).

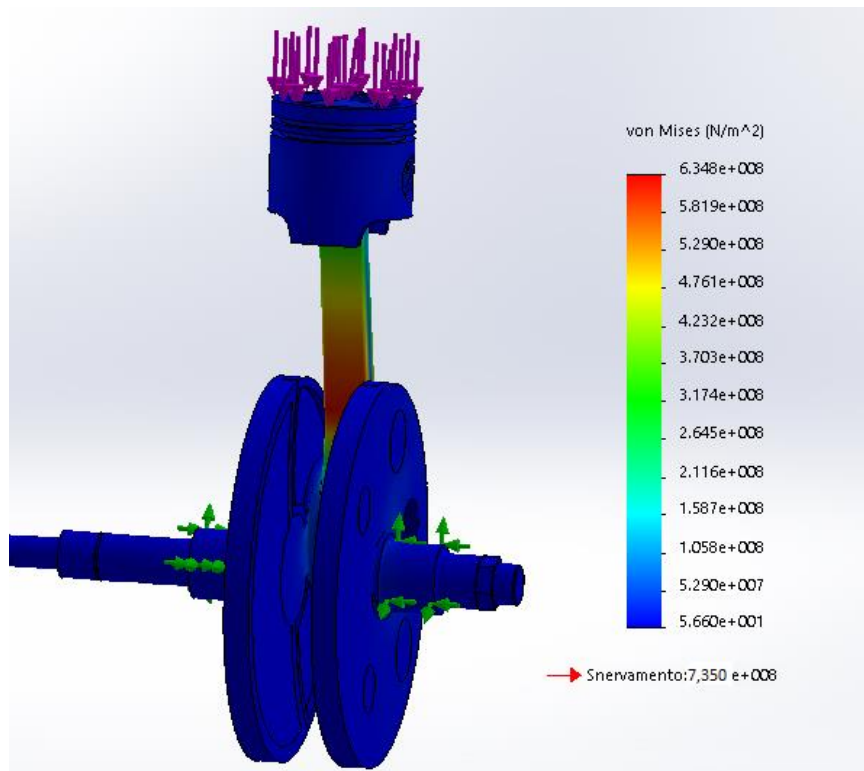


Figura 10: simulazione della biella sotto l'azione della forza dei gas con il software SolidWorks Simulation

4.3 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 300 ore al regime di massima potenza.

4.4 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.

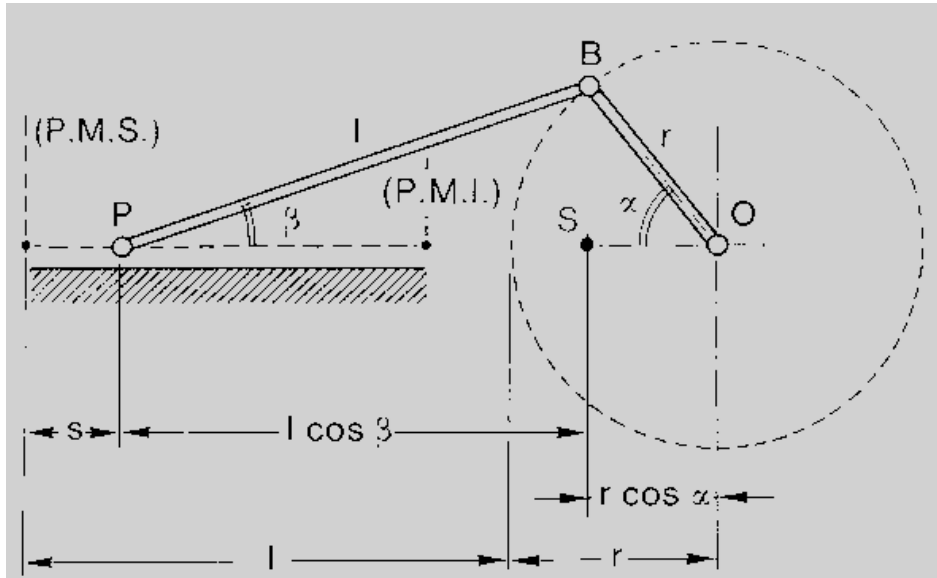


Figura 11: sistema biella-manovella

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 (Fig12.):

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

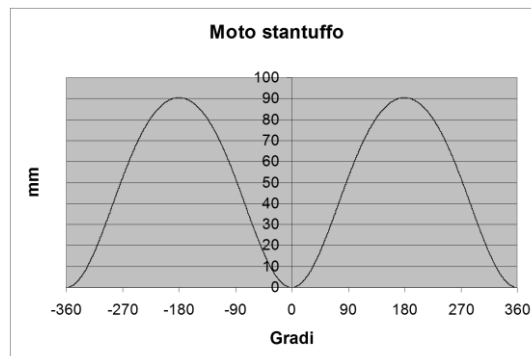


Figura 12: relazione fra lo spostamento dello stantuffo e l'angolo della manovella

Si ottiene la velocità del pistone osservando che $\alpha = \omega t$, ed

$\omega = \text{costante}$ (Fig. 13):

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

Da cui:

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

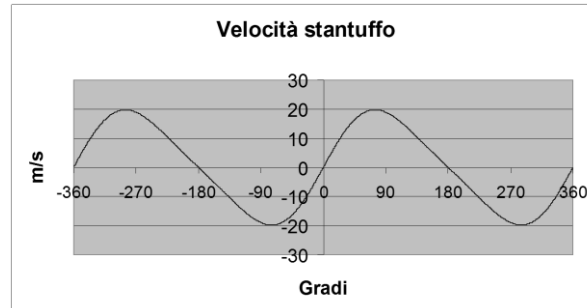


Figura 13: Figura 12: relazione fra la velocità dello stantuffo e l'angolo della manovella

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

Si ottiene:

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

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

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

quindi:

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos2\alpha)$$

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 (Fig.14).

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).

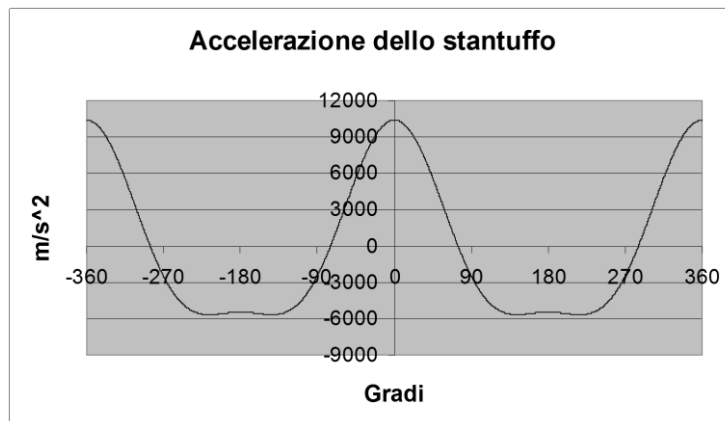


Figura 14: Figura 12: relazione fra l'accelerazione dello stantuffo e l'angolo della manovella

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 (Fig.15):

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

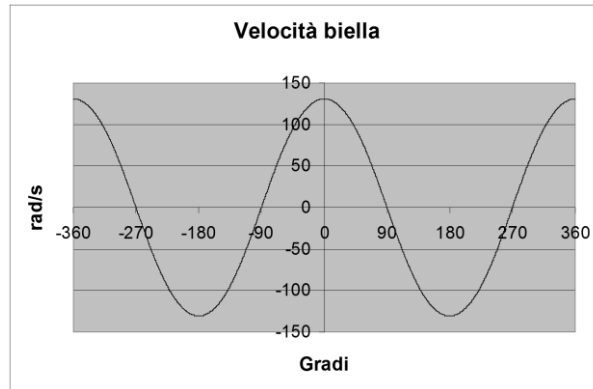


Figura 15: Figura 12: relazione fra la velocità della biella e l'angolo della manovella

Mentre la sua accelerazione angolare (Fig. 16) è espressa da:

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

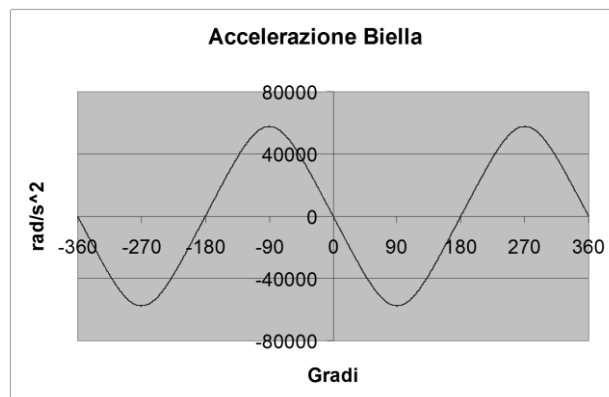


Figura 16: Figura 12: relazione fra l'accelerazione della biella e l'angolo della manovella

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.

4.5 Equilibratura delle forze

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 (Fig.17).

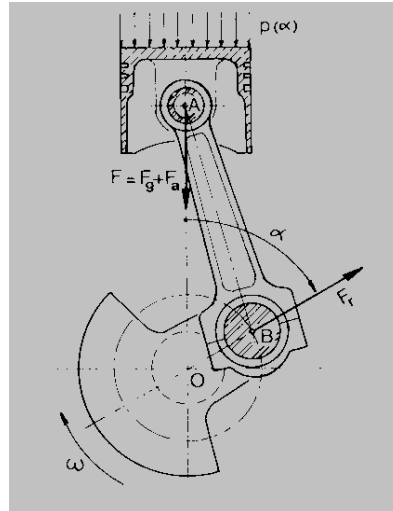


Figura 17: forze agenti sul manovellismo

In ogni cilindro si viene a creare un gradiente di pressione variabile in funzione dell'angolo di manovella del tipo in figura 18:

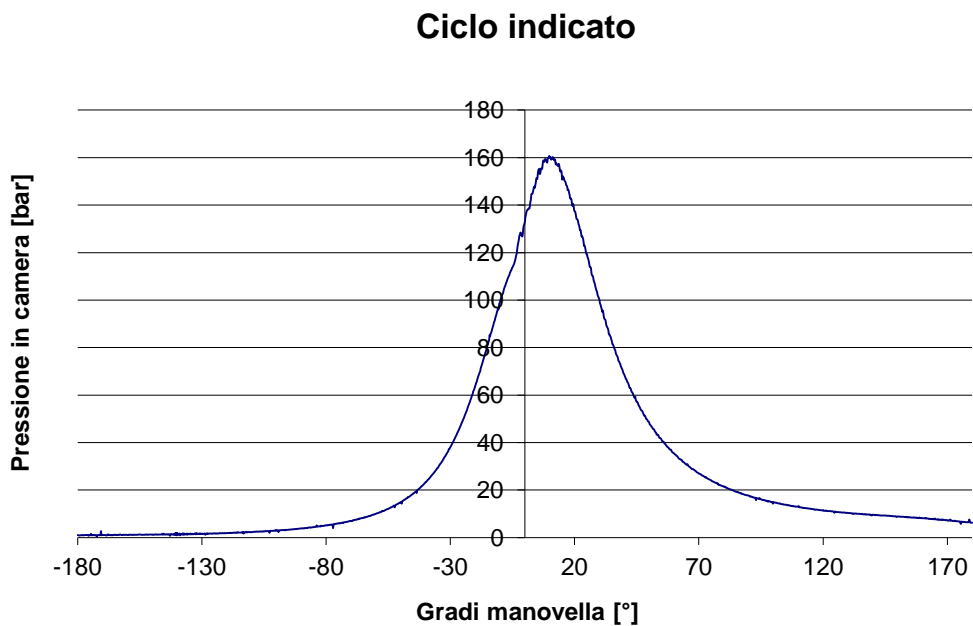


Figura 18: gradiente di pressione in funzione dell'angolo di manovella

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.

Quest'ultima, quando il compressore è in funzione, assume il valore di 0,4 MPa, mentre, in fase di avviamento, in cui il compressore non ha raggiunto un regime di rotazione ottimale per il funzionamento, è prossima al valore atmosferico.

Per quanto riguarda la $p(\alpha)$ si trova da:

$$p_D = p_c \left(\frac{V_c}{V_D} \right)^{n_c}$$

Dove $p_c = 0,18 \text{ MPa}$ è la pressione dei gas racchiusi nel cilindro e si assume intermedia tra quella di ingresso e di scarico.

V_c/V_D corrisponde al rapporto di compressione utile ρ' e lo assumiamo pari a 14:1.

$n_c = 1,4$.

Si ottiene una $P_D = 6,18 \text{ MPa}$ che, moltiplicata con un coefficiente di combustione della precamera ad iniezione diretta $\varepsilon = 1,5$ (deve essere compreso tra 1,4 e 1,65 e abbiamo scelto un valore intermedio), ci dà il valore della p_3' cioè della nostra $p(\alpha)$:

$$p(\alpha) = p_3' = \varepsilon * P_D$$

Ricordando che il diametro d alesaggio è di 45mm la forza dovuta dalla pressione dei gas è:

$$F_g = 14,1 \text{ kN}$$

Da queste formule è possibile anche ricavare il volume nocivo dato che conosciamo $V_c = 75$ corrispondente alla nostra corsa e V_D è dato da:

$$V_D = \rho \cdot V_C = 5,35 \text{ mm}$$

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 $F_a = -m_a \cdot a$, 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 $F_r = m_r \cdot \omega^2 \cdot r$ 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 è la 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 .

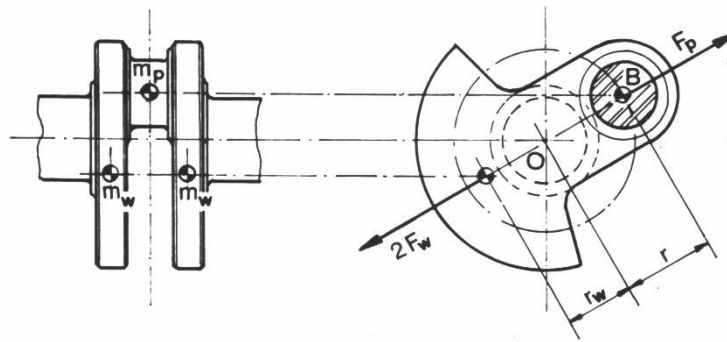


Figura 19: baricentri delle masse applicazione delle forze in gioco

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' ;

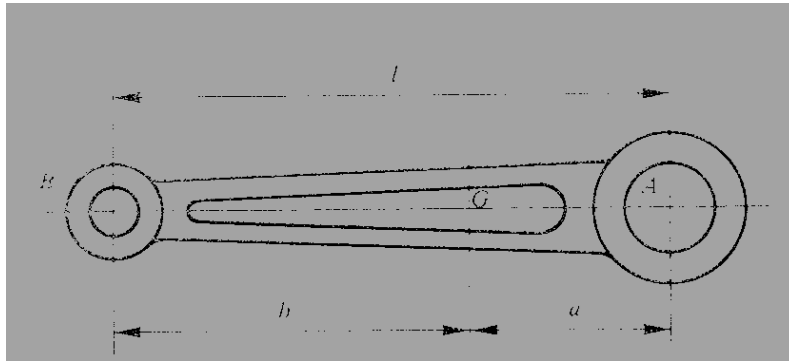


Figura 20: baricentro della biella

Le relazioni che soddisfano l'equivalenza sono:

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

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

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

Grazie al software SolidWorks, posizionando in maniera accurata l'origine degli assi è immediato trovare la massa della biella m_b e le distanze a e b .

Questo ci ha permesso quindi di ricavarci m_A e m_B .

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:

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

E' stato perciò possibile trovare la forza rotante d'inerzia:

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

La quale risulta pari a 2,06kN.

Dove m_p è la massa del perno alla base della biella.

Siamo stati in grado, quindi, di equilibrare le forze rotanti modificando il peso e il baricentro delle maschette inserendo materiali differenti e verificando con vari tentativi di trovare la combinazione migliore.

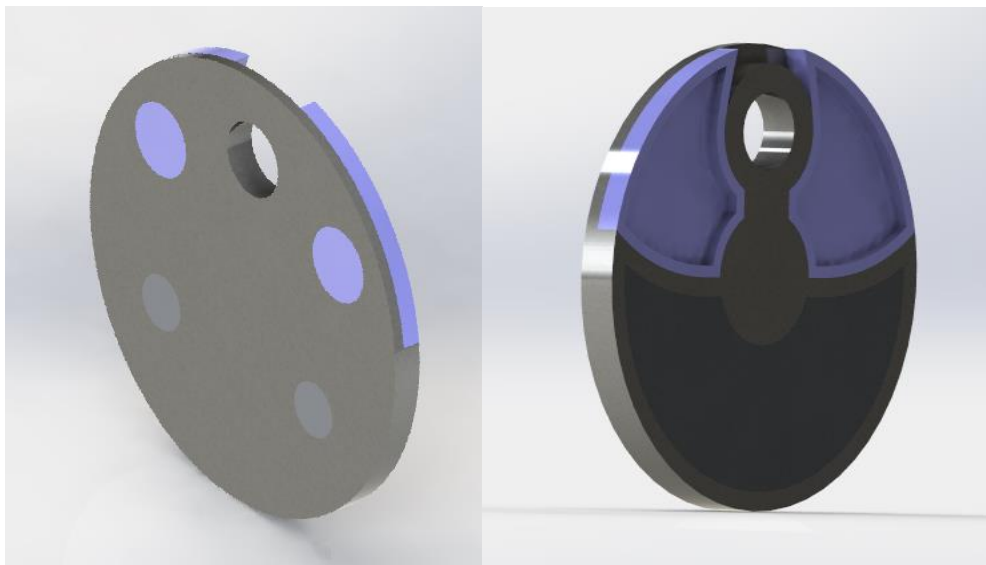


Figura 21: disegno delle maschette con l'aggiunta di materiali differenti per l'equilibratura

Mentre per quanto riguarda la forza d'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 ci risulta pari a 1,29kN e 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. Mentre l'equilibratura della forza H , rotante in senso opposto alla manovella, viene fatta dall'alternatore. L'accoppiamento viene fatto mediante 2 pulegge collegate da una cinghia dentata, garantendo un rapporto di trasmissione $\tau=0,875$ dato che l'albero motore gira a 6000 rpm e l'alternatore a 7000 rpm.

E' immediato ricavare i raggi delle pulegge:

$$\tau = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

dove si è indicato con ω_1 la velocità angolare della ruota motrice del rotismo (o movente) e con ω_2 la velocità angolare della ruota condotta (o cedente). Allo stesso modo i raggi r_1, r_2 si riferiscono a quelli delle rispettive pulegge.

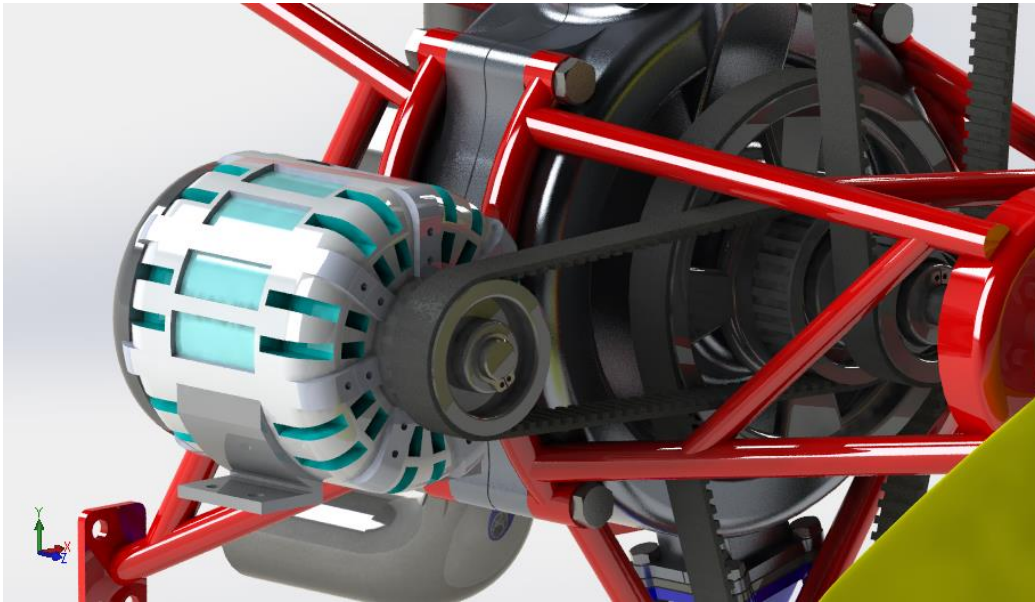


Figura 22: Accoppiamento dell'alternatore con l'albero motore mediante cinghia dentata

4.6 Dimensionamento dell'albero motore

Quando si realizza il motore bisogna tenere presente che va dimensionato il diametro minimo dell'albero che esce dal motore stesso e di conseguenza anche i cuscinetti che vanno accoppiati con esso.

Come prima cosa dobbiamo sapere a quali forze alterne sarà soggetto e come è facile da capire il valore massimo sarà dato dalla forza dei gas sommata a quella alterna in rapporto al coseno di un angolo che chiamiamo β il quale rende il valore della forza massimo quando $\beta=18,2^\circ$.

$$F=(F_g+F_a)/\cos(\beta)$$

La quale risulta 16,21 kN.

Otteniamo così un momento torcente di 608000 Nmm; dato che:

$$M_t=F*\cos(\alpha)*r$$

L'albero è in acciaio legato 39NiCrMo3 e $\tau_{amm}=735\text{Nmm}^2$

Assumendo un coefficiente di sicurezza pari a 1,35 otteniamo:

$$d = cs \sqrt[3]{16Mt / (\pi \cdot \tau_{amm})}$$

un diametro maggiore/uguale a 22mm.

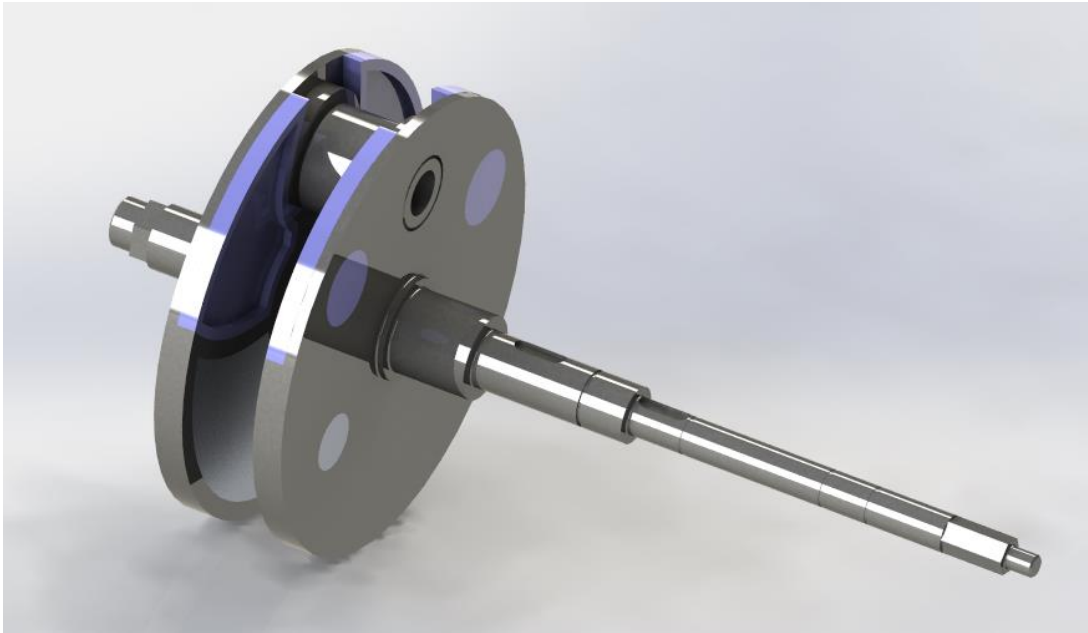


Figura 23: Disegno dell'accoppiamento completo delle maschette

4.7 Proporzionamento dei cuscinetti

Per il proporzionamento dei cuscinetti la formula di base è la seguente: $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$, nella quale L_{10} è la durata di base, misurata in milioni di giri, C è il coefficiente di carico dinamico, espresso in N , P è il carico dinamico equivalente sul cuscinetto, anch'esso in N , e p è un 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. Se i cuscinetti ruotano a velocità costante può essere più pratico calcolare la durata di base espressa in ore di

funzionamento con la seguente formula: $L_{10h} = \frac{10000000}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$,

dove con L_{10h} si indica la durata di base espressa in ore di funzionamento e con n la velocità di rotazione in *giri/min*.

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

$$F=4233 \text{ N.}$$

$$L_{10} = 6000 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ minuti/ora} \cdot 300 \text{ ore} = 108 \text{ milioni di cicli.}$$

Utilizzando il catalogo degli SKF ci è stato possibile individuare i cuscinetti da adottare per l'accoppiamento albero motore-basamento, biella-manovella e biella-pistone.

Cuscinetti a sfere nell'accoppiamento albero motore-basamento:

- d = 22mm;
- D = 44mm;
- S = 13mm;
- C = 10kN

Cuscinetto a rulli nell'accoppiamento biella-manovella:

- d = 28mm;
- D = 35mm;
- S = 20mm;
- C = 25,2kN

Per la scelta del cuscinetto nell'accoppiamento biella-pistone bisogna tenere in considerazione che compie non una rotazione completa bensì una oscillazione di 24°, quindi si usa la seguente formula:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \arcsen\left(\frac{\Theta_{\text{rotazione}}}{180^\circ}\right)$$

Cuscinetto a rulli nell'accoppiamento biella-pistone:

- d=15;
- D = 20;
- S = 17;
- C = 7,65 kN.

Capitolo 5

ALIMENTAZIONE DELL'ARIA NEL 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 Fig. 24 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.

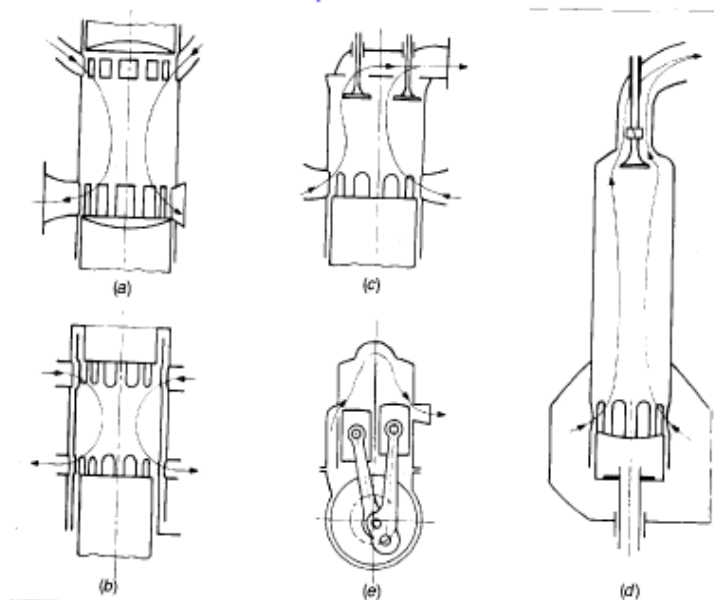


Figura 24: Esempi di luci di lavaggio unidirezionali

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 Fig. 25 riporta alcune tipiche soluzioni adottate sui diesel.

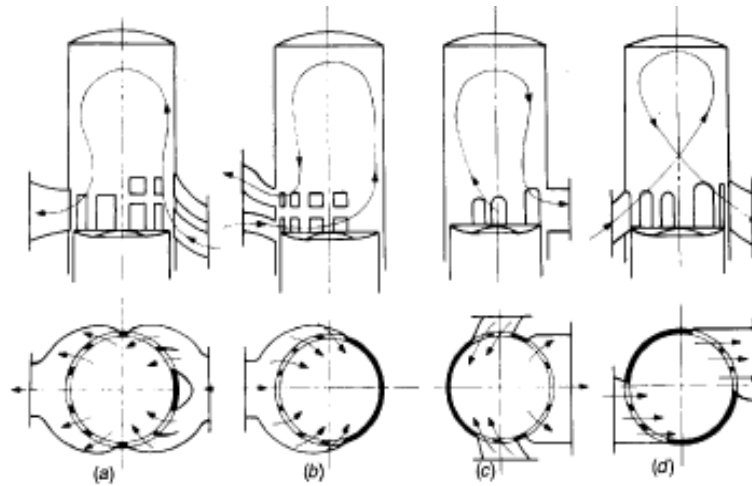


Figura 25: alcune soluzioni del passaggio dell'aria nel cilindro

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.

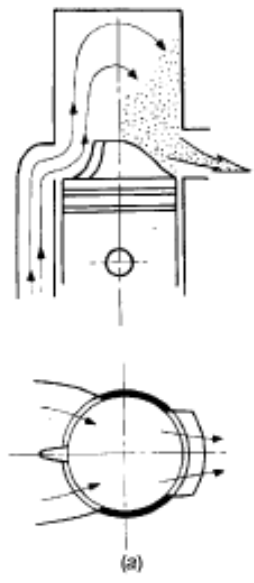


Figura 26: soluzione adottata da noi

La fasatura delle luci deve essere ottimizzata per ottenere il miglior riempimento possibile a discapito della elasticità, caratteristica che in un propulsore per velivolo ultraleggero 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 \bar{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 in figura 27 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 rispetto al punto morto inferiore).

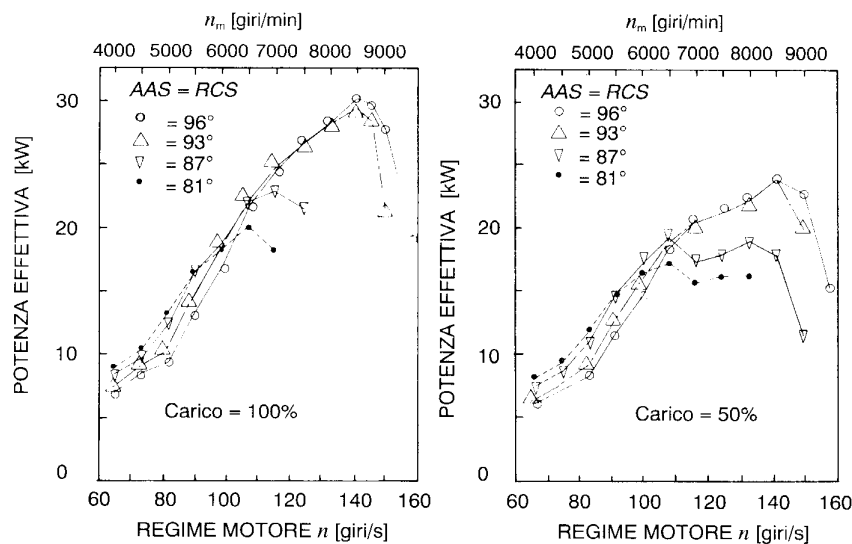


Figura 27: andamento della potenza in funzione ai giri del motore al variare dell'angolo

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 75 mm.

Il raggio di manovella è pari alla metà della corsa, cioè 37,5mm.

La lunghezza della biella è di 120mm.

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

biella, e per esso si assume il valore $\Lambda = 0,31$ dato che la nostra lunghezza di biella è stata modificata volutamente per ridurre la dimensione del motore (generalmente il valore di Λ è di 0,25).

θ è l'angolo di fasatura della luce

5.2 Dimensionamento delle luci di lavaggio

Posto $AAL = 70^\circ$ otteniamo

$$\xi = 0,742$$

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

$$h_l = C * K_1 \quad \text{dove} \quad K_1 = 1 - \xi$$

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:

$$K_{1l} = 1 - \xi = 1 - 0,742 = 0,258$$

$$h_l = C * K_{1l} = 75 * 0,258 = 19,5 \text{ mm}$$

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:

$$L_{tl} = K_{2l} * K_{3l} * \pi * D$$

Dove D è l'alesaggio e vale 75 mm

Il coefficiente K_{2l} 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_{3l} 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'incastramento 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

$$L_{tl} = K_{2l} * K_{3l} * \pi * D = 0,25 * 0,8 * \pi * 75 = 26,5 \text{ mm}$$

$$A_l = \text{area delle luci di lavaggio} = h_l * L_{tl} = 19,5 * 26,5 = 512,775 \text{ mm}^2$$

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 $AAS = 80^\circ$, e si utilizzano le stesse formule utilizzate in precedenza per il sistema di lavaggio.

posto $AAS = 80^\circ$ otteniamo

$$\xi = 0,66$$

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

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

Sostituendo i valori ottenuti per ξ e C otteniamo:

$$K_{1s} = 1 - \xi = 1 - 0,66 = 0,34$$

$$h_s = C * K_{1s} = 75 * 0,34 = 25,5 \text{ mm}$$

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:

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

Dove D è l'alesaggio e vale 75 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.

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

$$A_s = h_s * L_{ts} = 25,5 * 26,5 = 675,75 \text{ mm}^2$$

I risultati ottenuti sono raccolti nella tabella seguente:

	anticipo di apertura rispetto i pmi (°)	h (mm)	Lt (mm)	A (mm ²)
Lavaggio	70	19,5	26,5	512,775
Scarico	80	25,5	26,5	675,75

Capitolo 6

SOVRALIMENTAZIONE

6.1 Descrizione della sovralimentazione

Alimentazione di un motore alternativo a combustione interna con una quantità d'aria maggiore di quella che entrerebbe per afflusso diretto dall'atmosfera; è usualmente ottenuta comprimendo l'aria esterna prima di introdurla nel cilindro. La maggiore massa di fluido attivo aumenta notevolmente la potenza del motore a parità di cilindrata e di frequenza di rotazione: la potenza, nel caso di s. molto spinta, può subire un aumento fino al 100%. La potenza richiesta per la s. è sempre sensibilmente minore dell'aumento di potenza del motore anche perché è in parte compensata dalla differenza esistente fra la pressione di alimentazione e la pressione di scarico. Il compressore utilizzato per comprimere l'aria esterna può essere azionato dallo stesso motore sovralimentato o da un motore separato, per lo più elettrico, e può essere del tipo volumetrico o del tipo centrifugo. La pressione assoluta di s. varia fra 1,6-1,7 bar, con frequenza di rotazione della girante che può raggiungere e superare 100.000 giri al minuto.

6.2 Calcolo della girante di un compressore centrifugo

Nel nostro caso abbiamo utilizzato un compressore centrifugo con i seguenti dati della girante:

$$p_{01} = 101325 \text{ Pa}$$

Pressione totale all'aspirazione

$$T_{01} = 300 \text{ K}$$

Temperatura totale all'aspirazione

$$\beta = p_{01}/p_{02} = 1.15$$

Rapporto di compressione

$\eta_{pol} = 0.87$	Rendimento politropico relativo alla girante
$r = R1h/R1t = 0.5$	Rapporto tra il raggio minimo e massimo della girante nella sezione di ingresso
$R2 = 0.02 \text{ m}$	Raggio della girante
$\sigma = 0.86$	Slip factor
$\beta_{2,teorico} = 0^\circ$	Girante con pale puramente radiali in uscita
$\varphi = 0.2$	Coefficiente di portata
$\dot{m} = 0.1 \text{ kg/s}$	Portata d'aria elaborata
$k = 1.4; R = 288 \text{ J/kgK}$	Fluido di lavoro: aria, gas ideale

Nella figura sottostante sono illustrati uno spaccato della macchina e lo schema della trasformazione di compressione a cavallo della girante nel piano h-s:

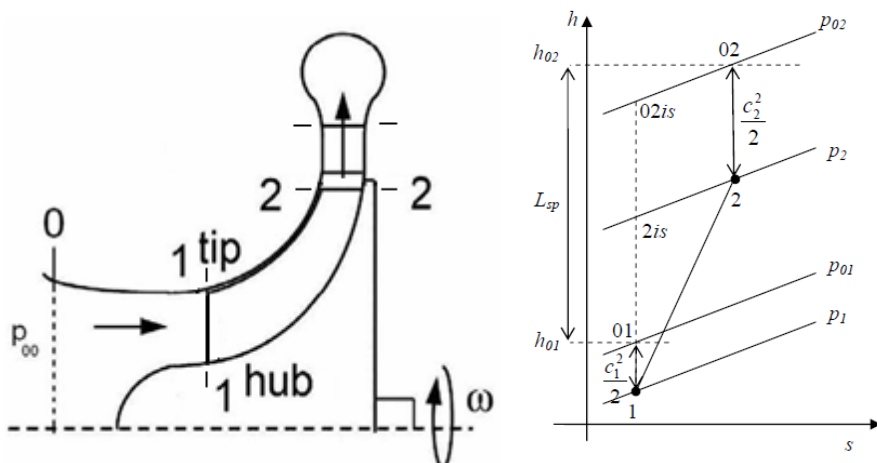


Figura 29: sezione del compressore e diagramma di trasformazione

Con riferimento al solo tratto di compressione 01-02 relativo alla girante, il rendimento politropico, per definizione, è dato dal rapporto tra il lavoro specifico politropico

$$L_{sp,politropico} = \int_{01}^{02} v dp = \int_{01}^{02} v_{01} \left(\frac{p_{01}}{p} \right)^{\frac{1}{m}} dp = \frac{mRT_{01}}{m-1} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

e il lavoro specifico reale

$$L_{sp} = h_{02} - h_{01} = c_p (T_{02} - T_{01}) = \frac{kRT_{01}}{k-1} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

per cui risulta:

$$\eta_{pol} = \frac{L_{sp,politropico}}{L_{sp}} = \frac{m}{m-1} \frac{k-1}{k}$$

Essendo noto, dai dati di progetto, il valore del rendimento politropico della trasformazione 01-02, si può ricavare il valore dell'esponente $m=1,489$

Inoltre

$$L_{sp,politropico} = 12,31 \text{ kJ/kg}$$

$$L_{sp} = 14,15 \text{ kJ/kg}$$

Volendo ora calcolare il rendimento isentropico, si deve far riferimento, in maniera analoga, alla sua definizione: esso è dato dal rapporto tra il lavoro specifico isentropico

$$L_{sp,isentropico} = \int_{01}^{02is} v dp = \int_{01}^{02is} v_{01} \left(\frac{p_{01}}{p} \right)^{\frac{1}{k}} dp = \frac{kRT_{01}}{k-1} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$L_{sp,isoentropico} = 12,28 \text{ kJ/kg}$$

Si ottiene quindi la seguente espressione per il rendimento isentropico di compressione:

$$\eta_{is} = \frac{L_{sp,isentropico}}{L_{sp}} = \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1}$$

Il valore del rendimento isentropico risulta 0,87

Per determinare la potenza assorbita dal compressore è sufficiente moltiplicare il lavoro specifico reale per la portata in massa

$$W = \dot{m} L_{sp}$$

Ottenendo quindi una potenza di 1,4 KW (accettabile).

Sfruttando l'informazione sulla forma particolare delle pale della girante, fornita fra i dati di progetto, la quale impone che le pale in uscita siano perfettamente radiali, ($\beta_{2,teorico} = 0^\circ$ - vedi triangoli di velocità più avanti), si può anche scrivere:

$$c_{2u,teorica} = u_2$$

La velocità periferica della girante nella sezione di uscita

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_{sp}}{\sigma}}$$

Quindi si ottiene una $u_2 = 128,3$ m/s

e di conseguenza il valore della velocità di rotazione della girante

$$u_2 = \frac{2\pi N}{60} R_2$$

quindi $N = 30629$ giri/min

TRIANGOLI DI VELOCITA':

Nella sezione d'imbocco, trascurando gli effetti di ingombro delle pale, la relazione che esprime la portata massica è:

$$\dot{m} = \pi(R_{1r}^2 - R_{1h}^2)\rho_1 c_{1a} = \pi R_{1r}^2(1 - r^2)\rho_1 c_{1a}$$

$$c_{1a} \equiv c_1 = Ma_1 a_1$$

$$a_1 = \sqrt{kRT_1}$$

E' quindi necessario valutare la temperatura T_1 , utilizzando la definizione di temperatura totale:

$$c_p T_{01} = c_p T_1 + \frac{1}{2} c_1^2$$

quindi $T_1 = 290,7 \text{ K}$
 $a_1 = 342,36 \text{ m/s}$
 $c_1 = 136,94 \text{ m/s}$

La pressione e la densità dell'aria nel punto 1 risultano:

$$p_1 = p_{01} \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 90748 \text{ Pa}$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = 1.0839 \text{ kg/m}^3$$

il raggio massimo e il raggio minimo della sezione di ingresso:

$$R_{1r} = \sqrt{\frac{\dot{m}}{\pi(1-r^2)\rho_1 c_1}} = 16.9 \text{ mm}$$

$$R_{1h} = R_{1r} \cdot r = 8.45 \text{ mm}$$

Avendo determinato tutte le grandezze necessarie, si può procedere al calcolo dei triangoli di velocità nella sezione di ingresso

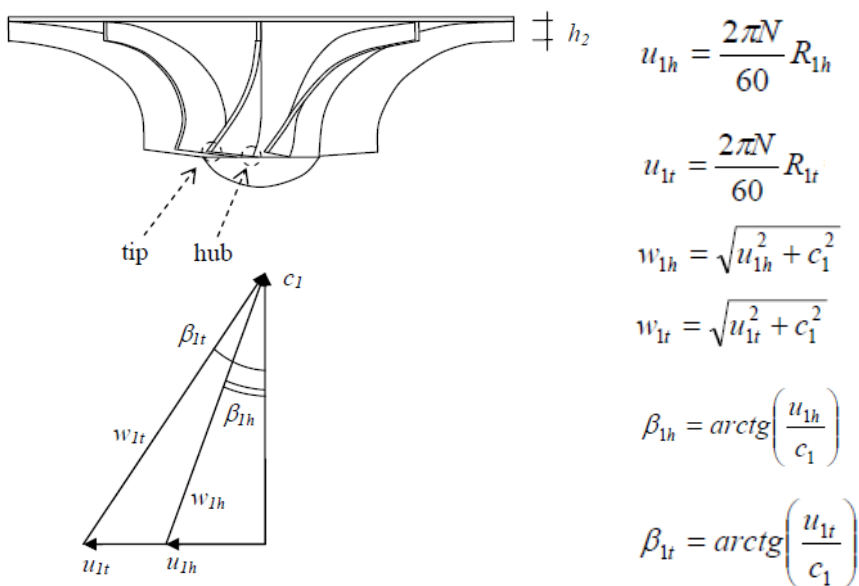


Figura 30: triangoli di velocità in ingresso in un compressore centrifugo

$$U_{1h} = 26,55 \text{ m/s}$$

$$U_{1t} = 53,09 \text{ m/s}$$

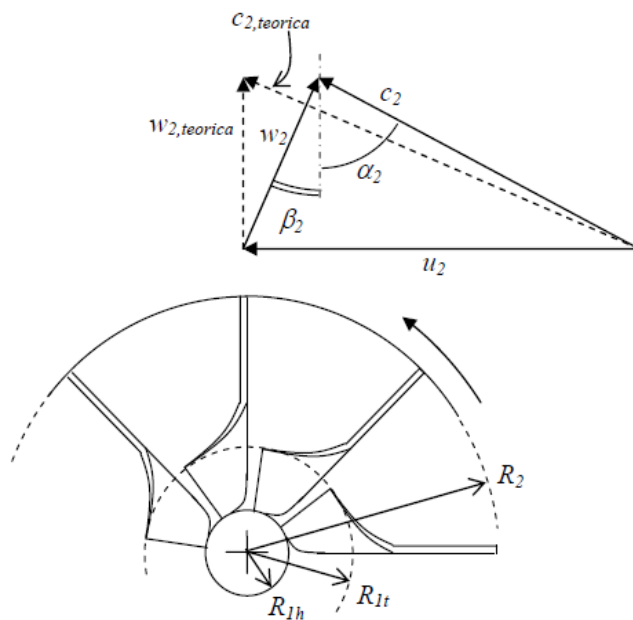
$$W_{1h} = 139,48 \text{ m/s}$$

$$W_{1t} = 146,87 \text{ m/s}$$

$$\beta_{1h} = 10,97^\circ$$

$$\beta_{1t} = 21,19^\circ$$

Nella sezione di uscita:



$$c_{2u} = c_{2u,teorica} \sigma$$

$$c_{2r} = \phi u_2$$

$$\beta_2 = \arctg\left(\frac{u_2 - c_{2u}}{c_{2r}}\right)$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2}$$

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{c_{2u}}{c_{2r}}\right)$$

$$w_2 = \sqrt{(u_2 - c_{2u})^2 + c_{2r}^2}$$

Figura 31: triangoli di velocità in uscita in un compressore centrifugo

$$C_{2u} = 110,34 \text{ m/s}$$

$$C_{2r} = 25,66 \text{ m/s}$$

$$\beta_2 = 34,99^\circ$$

$$C_2 = 113,28 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = 76,91^\circ$$

$$W_2 = 31,34 \text{ m/s}$$

Calcolo dell'altezza delle pale in uscita:

$$L_{sp} = c_p (T_{02} - T_{01})$$

quindi $T_{02} = 314,07 \text{ K}$

Quindi la temperatura statica di uscita sarà $312,20 \text{ K}$:

$$T_2 = T_{02} - \frac{c_2^2}{2 c_p}$$

La pressione totale in uscita dalla girante è 116524 Pa :

$$p_{02} = \beta p_{01}$$

Da cui si ottiene la pressione statica $p_2 = 114113 \text{ Pa}$

$$p_2 = p_{02} \left(\frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

E la densità risulta $1,27 \text{ Kg/m}^3$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R T_2}$$

Trascurando anche per questa sezione gli effetti di ingombro delle pale e di scia, la portata può essere espressa nel seguente modo:

$$\dot{m} = 2 \pi R_2 h_2 \rho_2 c_{2r}$$

Perciò in definitiva l'altezza $h = 2,47 \text{ mm}$.

Nel nostro caso abbiamo collegato il compressore ad un albero parallelo a quello motore e collegato con esso tramite due pulegge con una cinghia dentata.

Trovato il rapporto di trasmissione è stato immediato trovare i raggi delle pulegge.

$$\tau=0,2$$

dato che l'albero motore gira a 6000 rpm e il compressore a 30000 rpm.

$$\tau = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

dove si è indicato con ω_1 la velocità angolare della ruota motrice del rotismo (o movente) e con ω_2 la velocità angolare della ruota condotta (o cedente). Allo stesso modo i raggi r_1, r_2 si riferiscono a quelli delle rispettive pulegge.

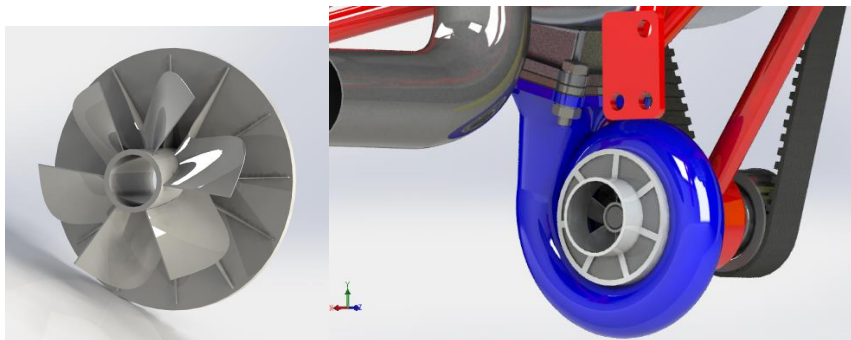


Figura 31: Disegno della girante e del compressore centrifugo

6.3 Valvola lamellare

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 candela scocca la scintilla che accende la miscela che con la combustione spinge 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 6000 giri al minuto le lamelle compiono circa 100 oscillazioni al secondo.

Le lamelle più sono rigide e più sono propense per il funzionamento agli alti regimi, questo perché riesce più facilmente a ritornare in posizione ed evitare la risonanza e il trafile di miscela fuori dal carter pompa. La cosiddetta risonanza, se la lamella non è sufficientemente rigida durante periodi di lavoro ad alte frequenze di oscillazione la parte più lontana della lamella dagli stopper e dalla sede di fissaggio non riesce ad eseguire un perfetto movimento "apri/chiudi" in sintonia con la parte vicina agli stopper della stessa, quindi la lamella va a deformandosi per la grande frequenza di lavoro e non riesce ad aderire alla parte estrema alla struttura di sostegno, lasciando un piccolo spazio dal quale i gas

possono sempre passare non adempiendo alla sua funzione di valvola, questo comporterà una diminuzione della pressione in camera di manovella impedendo al motore di lavorare in modo ottimale.

Mentre lamelle più morbide sono più propense per il funzionamento ai bassi regimi dato che permettono un riempimento maggiore del carter pompa, dato che necessitano di una forza minore per essere azionate.

La valvola lamellare è costituita da più parti, le principali 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.

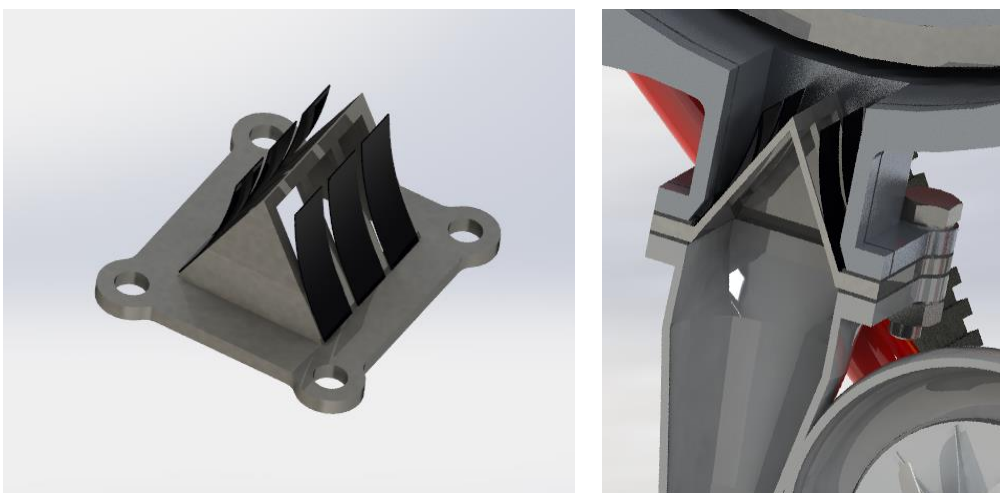


Figura 32: Disegno della valvola lamellare nella condizione di apertura

Capitolo 7

BASAMENTO

7.1 Carter pompa

Il carter è un contenitore rigido che, applicato a un macchinario, racchiude e protegge gli organi meccanici in movimento e favorisce o mantiene 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 a due tempi monocilindrici o bicilindrici, 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 d'aspirazione, che possono essere di tipo lamellare, piston port o a disco rotante. 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 1,20:1 a 1,45:1, per facilitarne 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 dei travasi dal pistone, nel suo spostamento dal PMI al PMS. Finita questa fase, il carter ricomincia a ricevere nuova miscela e il ciclo si ripete.

Nel nostro caso abbiamo realizzato il carter pompa in lega di alluminio ed è diviso in due stampi per facilitare il montaggio. Deve contenere le maschette e la biella e inoltre deve presentare

una apertura per fare passare l'aria nella parte superiore, quindi nelle luci del cilindro.

La parte superiore del basamento, invece, deve garantire, oltre che la solidità del cilindro, il suo raffreddamento; per evitare che il pistone grippi. Perciò sarà realizzata in modo che ci sia un passaggio e quindi un recircolo dell'acqua al suo interno.

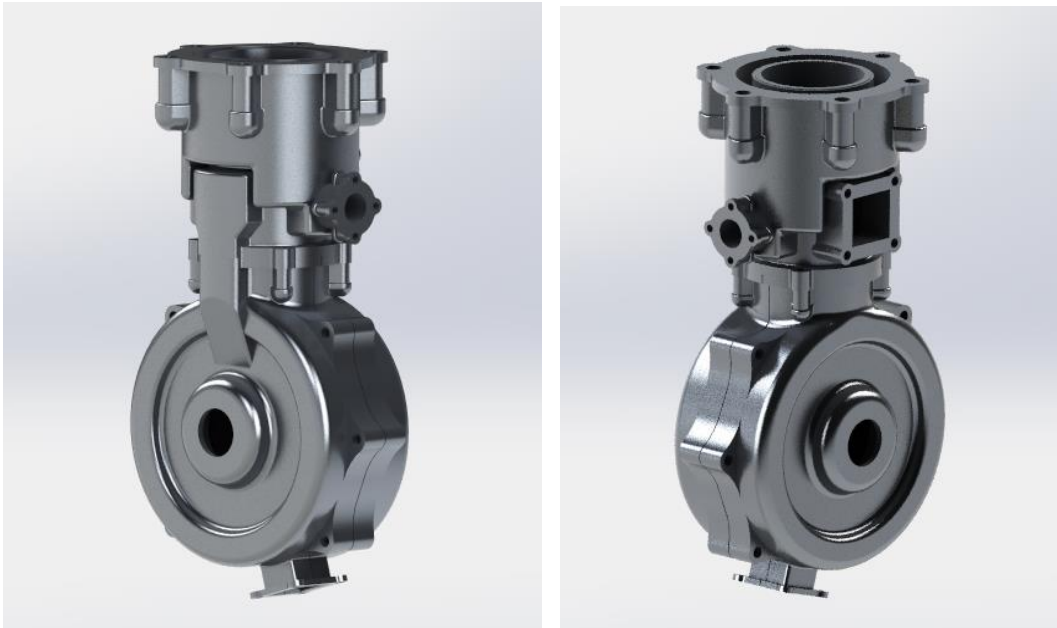


Figura 33: disegno del carter pompa, nella prima figura si vede il lato di ingresso dell'aria mentre nella seconda il lato dello scarico

La lubrificazione dei componenti motoristici e dei cuscinetti all'interno del carter viene fatta spillando una parte del gasolio e facendola passare in un tubo di venturi fino all'imbocco della sovralimentazione, dal quale poi entrerà dentro al carter.

7.2 Testata

In un motore endotermico la testata è una sorta di coperchio costruito di solito in alluminio o ghisa, che chiude la parte superiore di uno o più cilindri, è un componente importante per la camera di combustione e lo sfruttamento dei gas, dato che una determinata forma della camera da parte della testata, riesce a far

sì che i gas si comportino in determinato modo, cosa importante soprattutto per il motore a due tempi.

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.

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 $P_{\max} = 9,35$ MPA, e la $\sigma_{amm} = 100$ MPa

da cui, sostituendo i valori numerici, otteniamo uno spessore $s = 6,8$ mm, risultato in accordo con i proporzionamenti dedotti sperimentalmente, per i quali $s = 0,15 \cdot D = 6,75$ mm.

La forza a cui i gas sottopongono la testata vale $F=14100$ 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 7.5, aventi un'area resistente di 50 mm², si ha un coefficiente di sicurezza pari a 3 unità per quanto riguarda la sollecitazione di trazione.

I componenti dell'iniezione come la pompa, il Rail e il flauto sono stati collegati direttamente sulla testa dato che sono componenti molto delicati ed estremamente precisi. In tal modo possono vibrare con la testa e quindi con il motore stesso riducendo così la possibilità di un loro guasto.

Inoltre presenta un manicotto che si collega al tubo del radiatore dato che anche all'interno della testata stessa deve passare il

liquido refrigerante visto che è proprio qui che ci sono le temperature maggiori.

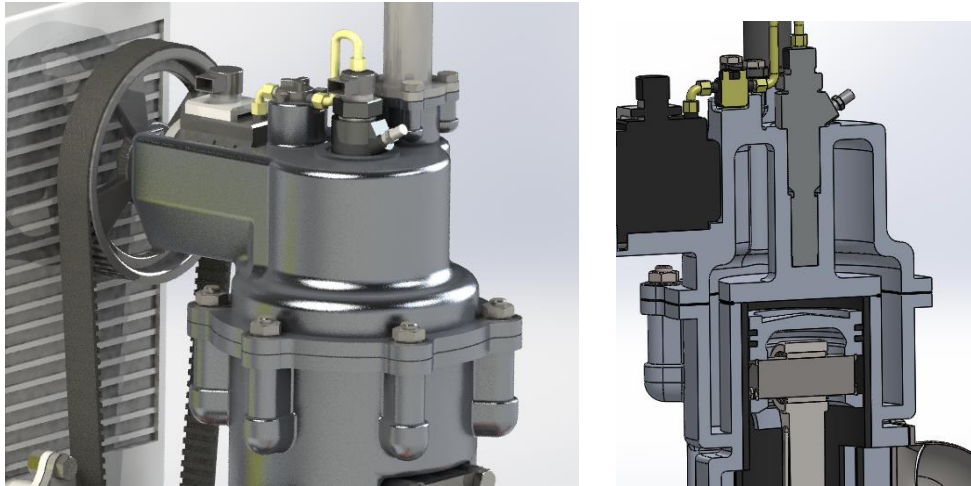


Figura 44: disegno della testa con gli organi di iniezione collegati ad essa; e nella figura a fianco una sezione della testa dove si vede la sede del liquido refrigerante

7.3 Cilindro

Il cilindro è un componente del motore nel quale scorre con moto alternato il pistone.

Le ingenti sollecitazioni, la presenza delle luci che interrompono il mantello cilindrico della canna e le sollecitazioni termiche consigliano l'utilizzo di una canna ghisa piuttosto che in lega leggera speciale trattata e rivestita superficialmente.

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.

Nota la pressione massima di 9,27 bar, trovata in precedenza, ed il diametro interno del cilindro di 46mm, abbiamo ipotizzato uno spessore di 2,5 mm quindi un diametro esterno pari a 51mm.

Il raggio medio $r_m=48,5mm$.

La tensione ammissibile per la ghisa è di 280 MPa e abbiamo verificato che la nostra sia inferiore ad essa:

$$\sigma = P_{max} * r_{m/s} = 180 \text{ MPa}$$

Il risultato ottenuto è soddisfacente, dato che il cilindro resiste alle sollecitazioni ed ha un coefficiente di sicurezza:

$$cs = \sigma_{amm}/\sigma = 1,56$$



Figura 28: Disegno del cilindro con le luci

7.4 Telaio

Dopo aver assemblato tutti i componenti del motore abbiamo realizzato il telaio, una struttura reticolare che va ad avvolgere e quindi rafforzare completamente la struttura.

Si è optato per una struttura reticolare di questo tipo, come si può vedere in figura 35, perché proprio grazie alla direzione dei traversi saldati in maniera opportuna riesce a reagire in maniera efficiente alle tensioni provocate dalla rotazione dell'elica.

Sono stati aggiunti ulteriori componenti del telaio per poter collegare i cuscinetti dell'albero del compressore e dell'albero motore dato che dal lato elica era particolarmente lungo, quindi fragile.

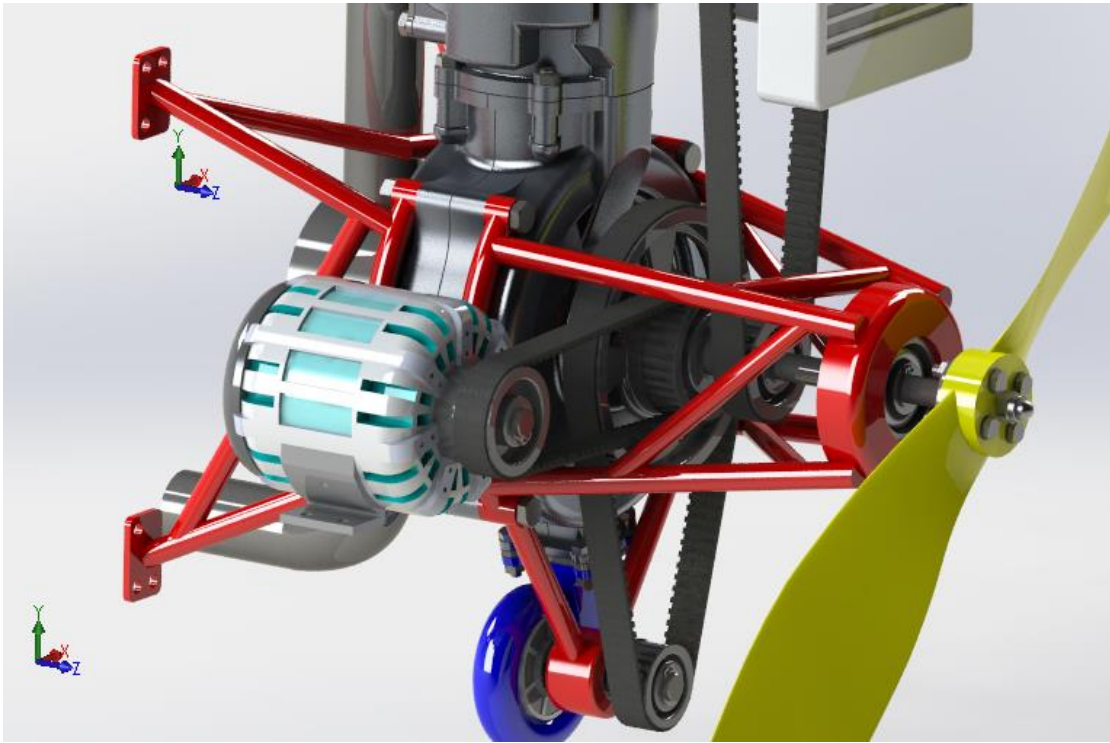


Figura 35: Disegno del telaio

Capitolo 8

SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO

8.1 Raffreddamento ad acqua

Il liquido refrigerante viene inviato dalla pompa al motore, dove entra in genere nella parte bassa dei cilindri ed esce dalla parte alta per evitare che possano trattenersi bolle d'aria o di vapore con conseguente cattivo raffreddamento delle zone interessate.

Il liquido entra nel radiatore dove cede all'aria il calore asportato al motore.

Al posto dell'acqua si usa generalmente un liquido anticongelante costituito da una miscela di acqua e glicol-etilene. Il punto di congelamento della miscela risulta inferiore a quello dell'acqua e ciò torna utile dove la temperatura esterna scende al di sotto di 273 K (0°C).

Il sistema di raffreddamento deve essere progettato in modo da assicurare un sufficiente raffreddamento del motore anche nelle condizioni più sfavorevoli, con temperatura ambiente di 313 K (40°C).

Per questo motivo gli impianti di raffreddamento sono provvisti di speciali dispositivi che mantengono, in tutte le condizioni, la temperatura del liquido al valore appropriato (come la valvola termostatica).

Generalmente il flusso dell'aria attraverso il radiatore viene attivato da un ventilatore. Quando l'azione del ventilatore non è più necessaria, esso viene generalmente disinserito automaticamente.

La temperatura del refrigerante in uscita dal motore si mantiene mediamente tra 363 K e 368 K (90 ÷ 95 °C) a qualsiasi condizione di regime a carico.

Per aumentare la superficie di trasmissione sul lato aria, si dispongono alette metalliche (dritte o ondulate) tra i tubi del radiatore. Il coefficiente globale di trasmissione di un radiatore dipende dalla disposizione e dal numero di tubi, dal numero di

alette, dallo spessore dei tubi e delle alette, dal materiale di costruzione e anche dalle funzionalità dell'impianto, devono essere stabilite opportunamente.

Il liquido deve fluire attraverso i tubi del radiatore con una velocità sufficientemente elevata perché si stabilisca il moto turbolento; in tal modo il coefficiente di trasmissione aumenta. Per questo è necessario che la velocità del liquido nei tubi del radiatore non sia inferiore a:

$$w_r = 0.5 \div 0,8 \text{ m/s}$$

Velocità superiori non danno apprezzabili vantaggi.

La caduta di pressione del liquido attraverso il radiatore vale mediamente:

$$\Delta T_r = 4 \div 6$$

Considerando che il liquido entra nel radiatore a una temperatura di $363 \div 368 \text{ K}$, ne risulta una temperatura media:

$$\Delta T_r = 360 \div 365 \text{ K}$$

La velocità dell'aria attraverso la sezione frontale del radiatore viene generalmente fissata in:

$$w_a = 7 \div 12 \text{ m/s}$$

L'aumento della temperatura dell'aria risulta:

$$\Delta T_a = 20 \div 30 \text{ K}$$

Con una caduta di pressione:

$$\Delta p = 200 \div 300 \text{ K}$$

8.2 Circolazione naturale

Noi però per il sistema di raffreddamento abbiamo adottato la soluzione della circolazione naturale dato che questa tipologia è più semplice di quella a circolazione forzata.

Non esiste consumo elettrico dovuto alla pompa di circolazione presente nel sistema a circolazione forzata.

Nel caso della circolazione naturale a termosifone, per far circolare il fluido vettore nel sistema di raffreddamento, si sfrutta la convezione. Il liquido vettore riscaldandosi si dilata e galleggia rispetto a quello più freddo presente nello stesso ambiente. Quindi il fluido caldo sale verso l'alto dove passa dentro ad un radiatore composto da un tubo di caduta, di uno di ritorno e di altri più piccoli che collegano questi due. Durante questo passaggio il liquido caldo trasferisce calore all'aria esterna, raffreddandosi scende verso il basso e rientra nella camera di combustione.

Il fluido vettore usato nel circuito primario è glicole propilenico atossico (comunemente conosciuto come *antigelo*) miscelato con acqua in una percentuale tale da garantire un'adeguata resistenza al gelo.

La circolazione naturale, rispetto a quella forzata, risulta essere più sensibile alle perdite di carico.

8.3 Dimensionamento del radiatore

L'esperienza ci suggerisce che il radiatore debba dissipare circa il 15% della potenza motore e dato che la nostra è di 4,9 KW il suo 15% è 0,75 kW.

Nota la quantità di calore da asportare, si fissano innanzitutto:

T_{ae} = temperatura dell'aria entrante nel radiatore = 300 ÷ 310 K;

T_{re} = temperatura del liquido entrante nel radiatore = 363 ÷ 368 K;

w_{ae} = velocità dell'aria in entrata = 20 m/s;

w_{re} = velocità del liquido nei tubi del radiatore = 1 m/s;

Inoltre, in base all'esperienza:

T_{au} = temperatura dell'aria uscente dal radiatore

$$T_{au} = T_{ae} + (20 \div 30) K = 330 K$$

T_{ru} = temperatura del liquido uscente dal radiatore

$$T_{ru} = T_{re} - (4 \div 6) K = 360 K$$

Le temperature medie dell'aria e del liquido all'interno del radiatore risultano:

$$T_{am} = (T_{au} + T_{ae})/2 = 317,5 K$$

$$T_{rm} = (T_{re} + T_{ru})/2 = 362,5 K$$

Il fluido refrigerante all'interno dei tubi del radiatore poiché, dopo aver lambito le parti calde del motore, deve raffreddarsi per poi tornare in circolazione ed asportare nuovamente calore. Per facilitare l'asportazione di calore dal fluido, il pacco radiante viene costruito con l'interposizione di alette tra i fasci tubieri.

La funzione delle alette è quella di aumentare la superficie di scambio termico con l'aria ambiente per velocizzare così il processo di raffreddamento prima che l'acqua torni nei tubi interni al motore.

Si evince quindi che sono tre le equazioni di scambio termico che si dovranno utilizzare e sono quelle relative alla:

- Potenza termica che l'aria asporta dal liquido di raffreddamento:

$$q_{aria} = \dot{m}_{aria} * C_{p_{aria}} * \Delta T_{aria}$$

- Potenza termica che l'acqua asporta dalle parti calde del motore:

$$q_{acqua} = \dot{m}_{acqua} * C_{p_{acqua}} * \Delta T_{acqua}$$

- Potenza termica complessiva che il radiatore asporta dal motore:

$$q = K * A * \Delta T_{medio}$$

dove si indica con :

\dot{m}_{aria} [kg/s] la portata d'aria e con \dot{m}_{acqua} [kg/s] la portata di acqua che vengono fissate;

C_p [kJ/kg K] il calore specifico a pressione costante;

ΔT_{aria} [K] il salto di temperatura che subisce l'aria attraversando il pacco radiante;

ΔT_{acqua} [K] il salto di temperatura dell'acqua tra ingresso ed uscita del radiatore;

ΔT_{medio} il salto di temperatura medio tra aria ed acqua:

$$\Delta T_{medio} = (\Delta T_{acqua} + \Delta T_{aria})/2$$

K [kW/m² *K] il coefficiente di scambio termico che dipende dalle velocità di deflusso ovvero dalle portate di acqua e aria. Si usano dei valori di K tabulati grazie alle prove eseguite da costruttori di radiatori sui loro modelli.

Combinando le tre equazioni si ottiene:

$$q = \frac{(T_{inacqua} - T_{inaria})}{\left(\frac{1}{K * A} + 0,5 * \left(\frac{1}{p * c_{p,acqua}} + \frac{1}{p * c_{p,aria}} \right) \right)}$$

Dato che:

- $q = 0,735 \text{ kW}$
- $C_{p,aria} = 1,03 \text{ kJ/Kg K};$
- $C_{p,acqua} = 4,186 \text{ kJ/Kg K};$
- $T_{ae} = 305 \text{ K};$
- $T_{re} = 365 \text{ K};$
- $K = 1,45 \text{ kW/m}^2 \text{ k};$
- $\dot{m}_{aria} = p_{aria} = w_{ae} * A * \rho_{aria}$
dove $\rho_{aria} = 0,59 \text{ kg/m}^3$ (densità dell'aria alla $T_{am} = 317,5 \text{ K}$);
- $\dot{m}_{acqua} = p_{acqua} = w_{re} * \pi r^2 * \rho_{acqua} = 0,15 \text{ kg/s}$
dove $\rho_{acqua} = 845 \text{ kg/m}^3$ (densità dell'acqua alla $T_{rm} = 362,5 \text{ K}$)

e r è il raggio del condotto cilindrico.

Quindi dalla formula qui sopra possiamo ricavarci la superficie del radiatore A , tenendo presente che questa incognita appare anche nella portata di aria.

$$A = 0,0135 \text{ m}^3$$

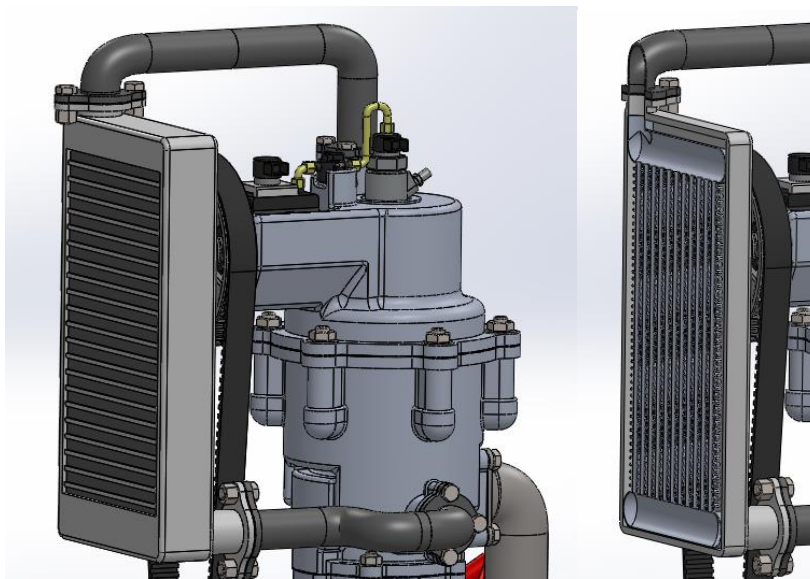


Figura 36: disegno del radiatore e della sua sezione, con in mostra i condotti

Abbiamo fatto anche una prima valutazione della variazione delle temperature all'interno il sistema di raffreddamento con FloXpress di SolidWorks. Tuttavia questa analisi è molto approssimativa perché non tiene conto del flusso di aria frontale che è quello che realmente raffredda il liquido.

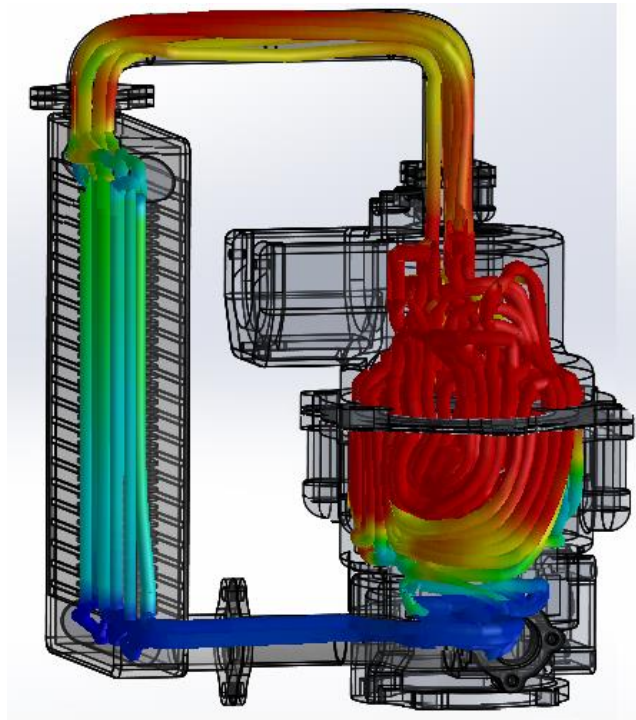


Figura 37: variazione delle temperature nel sistema di raffreddamento; simulazione fatta con SolidWorks FloXpress

Capitolo 9

SISTEMA DI SCARICO

9.1 Effetti dinamici allo scarico

La geometria dei condotti di scarico è responsabile dell'andamento della pressione in prossimità della relativa luce, e questo influenza le fasi di lavaggio e di riempimento del cilindro, come si può vedere nella figura sottostante.

Un motore in cui non vi siano valvole a governare il passaggio dei gas attraverso le relative luci è molto sensibile al moto dei fluidi nei condotti.

La configurazione del sistema di scarico ha un funzionamento ottimale per un intervallo limitato di giri di funzionamento, in quanto la velocità dei fluidi nei condotti dipende dalle temperature e dalle portate dei gas di combustione, parametri che variano con le condizioni di funzionamento del propulsore.

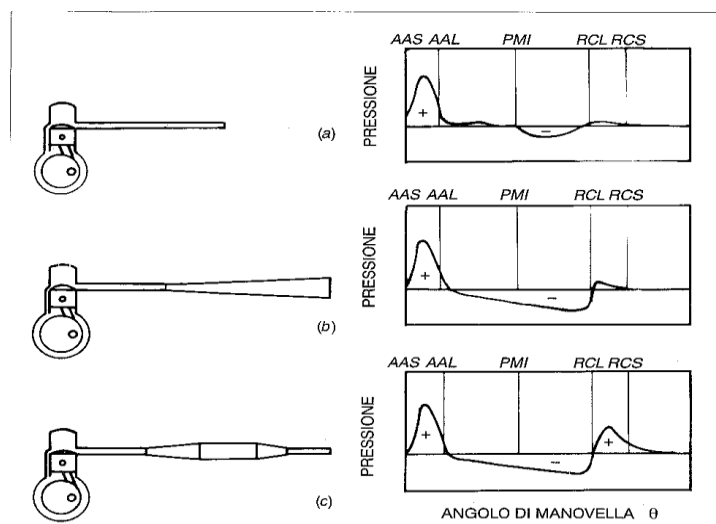


Figura : andamento delle pressioni al variare dei sistemi di scarico

Un tubo aperto ad una estremità verso la quale si stia muovendo un'onda di pressione, ad esempio, dovendo realizzare un

equilibrio di pressione sulla sezione terminale, riflette un'onda di segno opposto rispetto alla incidente.

Un condotto di scarico dalla geometria semplicemente cilindrica (figura a) genera un'onda riflessa che, giunta in prossimità della luce di scarico, fornisce una depressione che favorisce l'espulsione dei gas combusti.

La fase, ossia il momento in cui tale onda è opportuno che giunga alla luce, è determinata dalla lunghezza del tratto cilindrico.

Un condotto divergente (figura b) si comporta come un tubo progressivamente aperto, fattore che comporta l'estensione nel tempo degli effetti dell'onda di depressione.

Un tubo chiuso all'estremità, invece, vede, nella sezione terminale, l'annullarsi della velocità dei fluidi in esso contenuti.

Se un'onda di compressione si propaga verso l'estremità chiusa, inducendo nel fluido una velocità diretta verso di esso, giunta al termine del condotto, viene riflessa come onda dello stesso segno, generando nel gas una velocità di senso opposto alla precedente.

L'onda incidente e l'onda riflessa si sovrappongono, annullando la velocità nel tratto terminale.

Un tratto convergente si comporta come un condotto progressivamente chiuso, producendo una riflessione dello stesso segno di quella parte dell'impulso iniziale che lo raggiunge.

Quest'onda riflessa, per produrre benefici, deve giungere alle luci di scarico appena si è chiusa la luce di lavaggio, evitando così l'uscita della carica fresca contenuta nel cilindro.

9.2 Dimensionamento dei condotti

I propulsori destinati alla propulsione stradale hanno uno scarico ottimizzato per favorire l'erogazione in corrispondenza del regime di coppia massima, ma nell'uso aeronautico si deve invece ricercare la potenza massima.

Una marmitta ad espansione è uno strumento efficace in quanto, dimensionando le lunghezze ed i tratti convergenti e divergenti, si possono ottenere favorevolissimi effetti dinamici.

Si procede al calcolo di massima delle dimensioni, ricordando che la messa a punto definitiva è effettuata sperimentalmente:

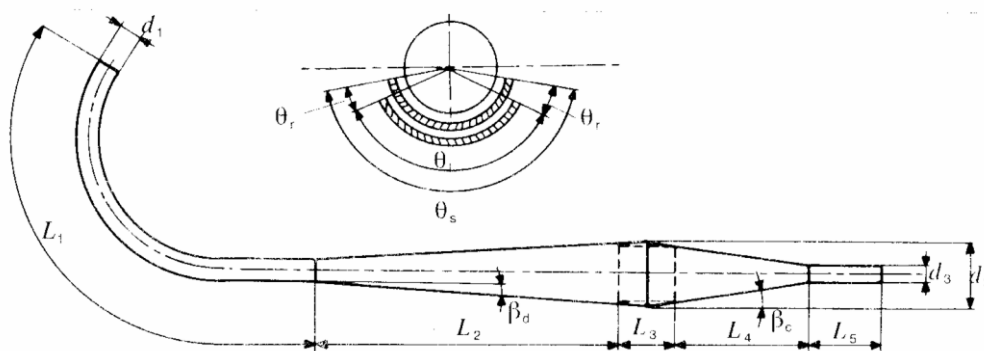


Figura : disegno della marmitta con le sue dimensioni

Viene determinato il diametro dei condotti di scarico che si dipartono dalle relative luci in base alla portata di gas da smaltire senza eccessive perdite fluidodinamiche:

$$V_g = u_m \frac{\pi d^2}{4} = \lambda_l V n \frac{\rho_a}{\rho_g}$$

dove:

V_g è la portata di gas da smaltire

d è il diametro del condotto

$\lambda_l = 2,6$ è il coefficiente di lavaggio

$V = 1,2 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$ è la cilindrata unitaria.

$n = 100 \frac{\text{giri}}{\text{s}}$ è il regime di potenza massima, per il quale si ottimizza lo scarico

$u_m = 50 \div 60 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ velocità media dei gas combusti.

$\rho_a = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ è la densità dell'aria in atmosfera, a cui λ_1 si riferisce

$\rho_g = 3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ è la densità dei gas combusti

sostituendo nella precedente si ottiene il valore del diametro:

$$d_s = 29 \text{ mm}$$

Basandosi sulla continuità della portata si determina il diametro del condotto in cui sfociano i singoli scarichi:

$$2 \cdot A_s = A_c$$

dove

$A_s = \pi \cdot \frac{d_s^2}{4}$ è l'area di ogni singolo condotto

$A_c = \pi \cdot \frac{d_c^2}{4}$ è l'area del collettore in cui sfociano entrambi i condotti.

Sostituendo si ottiene:

$$d_c = \sqrt{2} \cdot d_s = 41 \text{ mm}$$

9.3 Marmitta ad espansione

Si procede al dimensionamento di una marmitta ad espansione

La lunghezza dei primi tratti solitamente è tale da rimandare l'onda riflessa di depressione dopo θ , (angolo di ritardo nell'apertura delle luci di lavaggio rispetto a quelle di scarico) gradi di rotazione dell'albero motore:

$$L_1 = \frac{at_r}{2}$$

dove:

$t_r = \frac{\theta_r}{360n}$: tempo di ritardo nell'apertura delle luci di lavaggio rispetto a quelle di scarico, dove $\theta_{AAS} = 80^\circ$ e $\theta_{AAL} = 70^\circ$

$n \left[\frac{\text{giri}}{s} \right]$: regime di rotazione nel quale si vuole ottimizzare l'effetto di gruppo.

$a \left[\frac{m}{s} \right]$: velocità del suono, funzione della temperatura e della composizione dei gas

Si calcola il tempo di ritardo nell'apertura delle luci di lavaggio rispetto a quelle di scarico :

$$t_r = 0,11 * 10^{-3} s$$

I fumi in uscita dal cilindro hanno una temperatura media (si ricordi che ogni giro dell'albero solo in una camera per ogni cilindro avviene l'accensione) di circa 1000 K da cui si può stimare una velocità di propagazione del suono $a = 500 \text{m/s}$ da cui ricaviamo la lunghezza dei primi tratti dello scarico:

$$L_{1\text{ottimale}} = 278 \text{ mm}$$

Il valore ottenuto è difficilmente ottenibile nel propulsore in esame, infatti la distanza reciproca delle luci di scarico potrebbe risultare superiore. L'onda di depressione, pertanto, giungerà in ritardo rispetto al momento ottimale, ma questo non costituisce un inconveniente in un motore sovralimentato. La pressione di lavaggio, infatti, è molto elevata (5 bar), pertanto i gas freschi, all'apertura della luce di lavaggio, non possono essere respinti dai gas combusti residui, potendo così effluire liberamente.

Inoltre è evidente che un valore di pressione superiore a quello atmosferico, nella zona dello scarico vicina alle luci, favorisce la

permanenza nel cilindro di gas con pressione superiore a quella atmosferica, agevolando la sovralimentazione. Di conseguenza, la lunghezza dei primi tratti non deve essere tale da espellere una quantità eccessiva di carica fresca dal cilindro una volta espulsa la maggior parte dei gas combusti.

La lunghezza dei primi tratti dovrà cadere nel seguente intervallo di valori:

$$L_1 = 250 \div 350 \text{ mm}$$

Quindi potremmo utilizzare la nostra $L_{1ottimale}$ dato che rientra comunque in questi valori.

L'onda di depressione, pertanto, arriverà in corrispondenza di $\theta=35^\circ \div 45^\circ$ prima del PMI, favorendo l'espulsione dei gas combusti ancora presenti.

Il tratto divergente viene troncato quando la sua sezione finale raggiunge un'area di 5 o 6 volte quella del condotto d'entrata, valore oltre il quale il contributo dell'onda riflessa si fa modesto.

L'angolo di apertura del divergente si può assumere: $\beta_d = 2^\circ \div 4^\circ$; tenendo presente che all'aumentare dell'angolo di apertura aumenta l'ampiezza dell'onda riflessa, ma ne diminuisce la durata.

Quindi:

$$d_2^2 = 5 \div 6 d_1^2$$

Si ricorda, tuttavia, che nel tratto di giunzione, per garantire la portata, deve valere anche la seguente, precedentemente trovata:

$$d_c = \sqrt{2} * d_s = 48 \text{ mm}$$

pertanto il diametro massimo assume il seguente valore:

$$d_{cmax} = \sqrt{3} d_c = 83 \text{ mm}$$

ed utilizzando la seguente, posto $\beta = 3^\circ$ per evitare distacchi di vena, si ricava la lunghezza di questo tratto:

$$L_2 = \frac{d_2 - d_1}{2} \frac{1}{\tan \beta_d} = 334 \text{ mm}$$

Il valore ottenuto, come solitamente accade per le marmitte ad espansione, è rilevante.

La lunghezza del tratto cilindrico determina la fasatura dell'onda di pressione positiva dovuta al tratto convergente che lo segue. Si impone che l'onda arrivi alla luce di scarico appena chiusa la luce di lavaggio (θ_{RCL}) nel moto del pistone verso il PMS, corrispondente al seguente fattore temporale dopo l'apertura delle luci di scarico (θ_{AAS}):

$$t_0 = \frac{\theta_{AAS} + \theta_{RCL}}{360n}$$

ottenendo

$$t_0 = 4,17 \cdot 10^{-3} \text{ s}$$

Si calcola la lunghezza del tratto cilindrico supponendo che la velocità del suono nel fluido $a \left[\frac{m}{s} \right]$ sia leggermente diminuita poiché la temperatura dei gas è diminuita:

$$L_3 = \frac{at_0}{2} - (L_1 + L_2)$$

posto $a = 400 \text{ m/s}$ si ottiene

$$L_3 = 222 \text{ mm}$$

Il valore ottenuto mostra come questo sistema di scarico assuma dimensioni cospicue, sinonimo di difficile collocazione nell'aeromobile e di masse non trascurabili.

Si calcola la lunghezza del tratto convergente e, ricordando che in questo caso non esiste il pericolo di distacchi di vena, si indicano i seguenti valori dell'inclinazione del convergente:
 $\beta_c = 6^\circ \div 8^\circ$

$$L_f = \frac{d_f - d_3}{2} \frac{1}{\tan \beta_c}$$

Il diametro del tratto d'uscita, d_f , può essere calcolato con l'equazione di continuità della portata, supponendo che ora i gas

sono più freddi, per cui la portata in volume è minore, mentre si avranno velocità più elevate.

Si pone:

$$A_f = \frac{1}{3} * A_1$$

da cui risulta

$$d_f = d_1 / \sqrt{3} = 28 \text{ mm}$$

$$L_f = 224 \text{ mm}$$

Infine, per il tratto d'uscita si assume una lunghezza legata principalmente all'esigenza di contenere il rumore irradiato, ad esempio una lunghezza di 150 mm.

La lunghezza complessiva riscontrata risulta la seguente:

$$L_{tot} = 1208 \text{ mm}$$

L'inconveniente della marmitta ad espansione appena calcolata consiste nel fatto che tale sistema risulta alquanto ingombrante, quindi, dovendo essere ogni suo elemento collocato a ben precise distanze dalle luci di scarico, ne consegue la non arbitrarietà nella collocazione nel velivolo.

La sua massa, inoltre, risulta non trascurabile, pertanto sarebbe necessario progettare supporti idonei a sorreggere la stessa ed a contrastare la resistenza aerodinamica da lei offerta.

Tale soluzione, pertanto, non viene adottata.

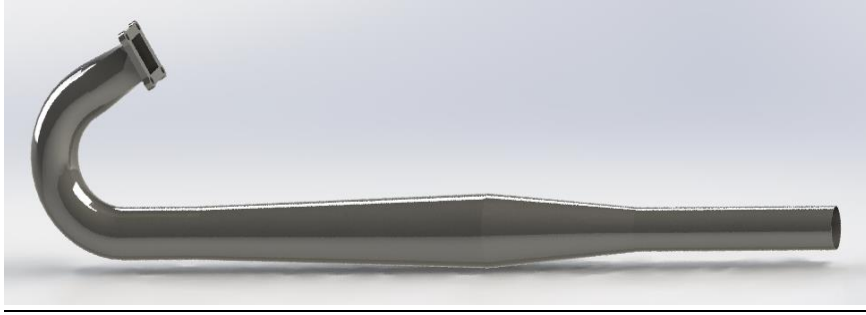


Figura : disegno della marmitta, dimensionata per il nostro motore

9.4 Valvola a cilindro rotante

Nei motori due tempi in cui la funzione di sovralimentazione 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.

La valvola rotante a cilindro è costituita da un cilindro in acciaio armonico che ruota in un carter: la rotazione dell’elemento sagomato permette l’intercettazione del flusso dei gas al momento desiderato. 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.

La superficie superiore 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 superiore 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.

Però per utilizzare il disco rotante al posto del cilindro ci sarebbe stato bisogno di un ulteriore albero collegato a quello motore tramite pulegge, quindi un sistema più complicato.

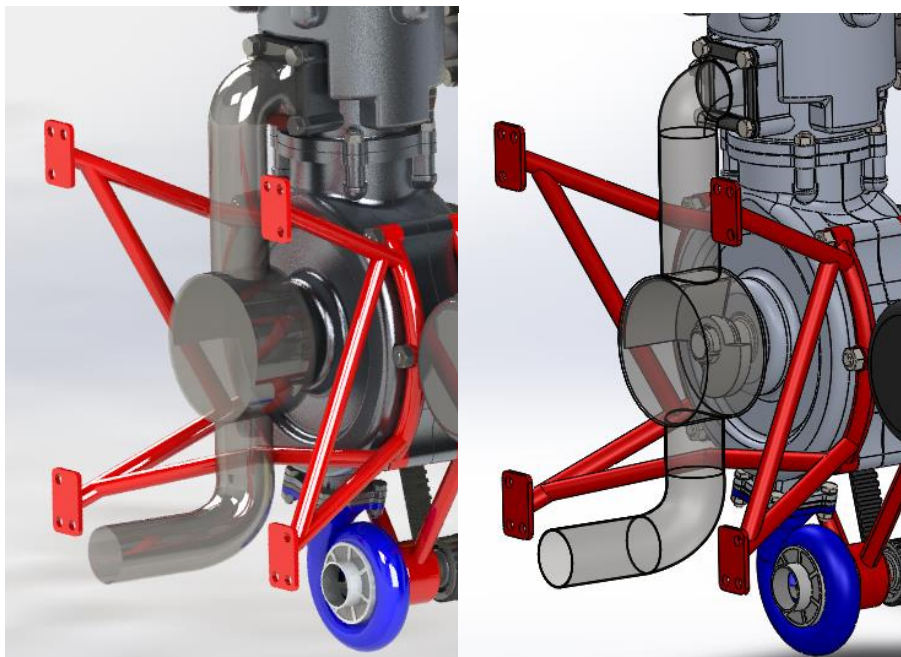


Figura : disegno del cilindro rotante, dimensionata per in nostro motore in esame

Lo scarico è a sbalzo, però nel lato dove è calettato l'albero motore può verificarsi una perdita dei gas di scarico in posizioni non desiderate. Al fine di contenere queste perdite di trafilamento della macchina e ridurre il gioco allo stretto necessario, si introducono superfici continue di tenuta a labirinto.

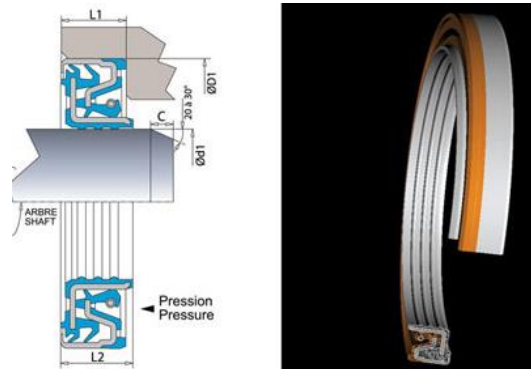


Figura : Immagine di una tenuta a labirinto

9.5 Dimensionamento del cilindro rotante

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:

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

$$h = 0,0255 \text{ m} \quad \text{"altezza luci di scarico"}$$

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

$$t = \frac{h}{U} = 0,00182 \text{ s}$$

Il diametro della valvola rotante è stato preso pari a:

$$D = 67,5 \text{ mm} = 0,0675 \text{ m}$$

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

$$Cif = \pi * D = 0,4241 \text{ m}$$

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.

$$n = 100 \text{ rps} \quad \text{"numero di giri al secondo"}$$

$$vp = Cif * n = 42,41 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{"velocità periferica"}$$

$$La = vp * t = 0,0772 \text{ m} \quad \text{"lunghezza arco"}$$

$$\emptyset = 360 * \frac{La}{Cif} = 65,52^\circ$$

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

Infine nel cilindro rotante è stata aggiunta una massa opposta alla superficie di chiusura dello scarico per equilibrare le forze inerziali.

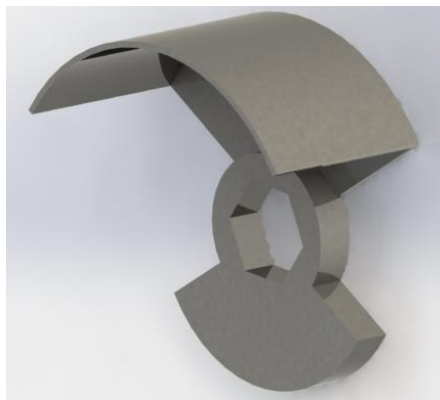


Figura : disegno del cilindro rotante, progettato per il nostro sistema di scarico

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Lo scopo della trattazione è lo studio di fattibilità e di ottimizzazione di un motore predisposto per un drone.

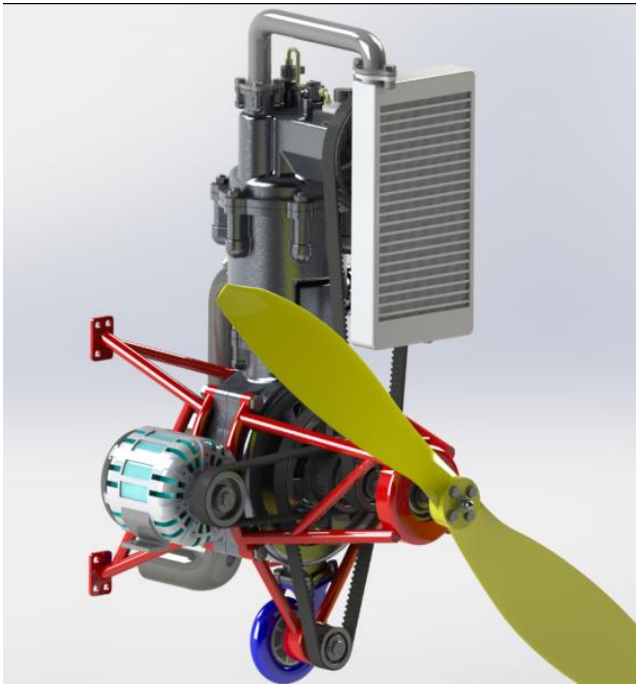
E' necessario che il peso e gli ingombri siano contenuti, debba erogare una potenza di 5 KW, abbia una vita utile di 300 ore a regime di massima potenza e che sia privo di manutenzione.

La soluzione consiste in un motore monocilindrico due tempi Diesel sovralimentato, con iniezione Common Rail in grado di erogare tale potenza a 6000 rpm, e che la lubrificazione degli organi motoristici sia effettuata tramite uno spillamento del gasolio commerciale il quale viene indirizzato mediante un tubo di venturi all'imbocco del compressore che crea la sovralimentazione dell'aria, in tal modo entra all'interno del carter pompa.

L'alimentazione dell'aria e dello scarico sono determinati esclusivamente dalla geometria delle luci semplificando la struttura a vantaggio dell'affidabilità.

Allo scarico si è optato per l'utilizzo di una valvola circolare rotante al posto di una ingombrante marmitta. Sarebbe stata più conveniente una valvola a disco rotante dato che quella utilizzata da noi avrà, dopo un certo tempo, bisogno di essere ripulita dai depositi carboniosi; tuttavia si è optato per questa scelta perché la valvola a disco rotante avrebbe necessitato di un ulteriore albero collegato a quello motore, quindi un sistema più complicato.

In definitiva si evince che l'impiego di queste soluzioni ha permesso la realizzazione di una unità propulsiva assente di manutenzione, pur mantenendo un basso costo di produzione e presentando i parametri di potenza, peso e ingombro desiderati.



<i>COMPONENTE</i>	<i>peso [grammi]</i>
pistone	80
biella	195
maschette e albero	1215
cilindro	315
basamento	2100
compressore	55
radiatore e tubi	220
telaio	1800
scarico	250
viti, cuscinetti, ecc	800
TOT.	7030
VOLUME	160x450x260

Per gli sviluppi futuri è consigliato proseguire gli studi su un motore Diesel 2 tempi con iniezione a detonazione e non Common Rail dato che è un sistema più semplice ed economico. E' importante inserire una valvola termostatica nel raffreddamento in grado di portare a temperatura la singola unità termica nel minor lasso di tempo possibile, riducendo al minimo il quantitativo di calore asportato dal liquido, per via della sezione di passaggio ridotta.

Infine sarebbe di estrema importanza trovare una soluzione per la separazione del lato caldo da quello freddo, perché dove è presente la valvola rotante le temperature di scarico sono molto elevate ed andrebbero a creare problemi al carter e quindi ai componenti motoristici.

BIBLIOGRAFIA

- “Motori Endotermici” scritto da G. Bocchi e pubblicato dalla Ulrico Hoepli Editore, Milano
- “Motori Endotermici” XV edizione, scritto da D. Giacosa e pubblicato dalla Ulrico Hoepli Editore, Milano
- “Motori a Combustione Interna” scritto da G. Ferrari e pubblicato dalla Capitello, Torino
- “Costruzioni di Macchine” scritto da A. Strozzi e pubblicato dalla Pitagora Editrice, Bologna
- “Elementi di Progettazione del Motore” scritto da D.Vignocchi e pubblicato dalla Athena, Modena
- “Macchine” scritto da G.Cantore e pubblicato dal Progetto Leonardo, Bologna
- “Progettazione Radiatore” sito realizzato da P. Marcellini, M.Sallusti e D. Vimercati
- “Esercitazione di Macchine a Fluido, Calcolo di massima della girante di un compressore centrifugo”
- “Tesi: Studio di massima di un motore a due tempi Diesel per veicoli ultraleggeri” di Francia
- “www.wikipedia.it”