

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe LM-33

Sede di Forlì

TESI DI LAUREA
in Macchine LM

Progettazione e sviluppo di un motore motociclistico

CANDIDATO

Giacomo Caroli

RELATORE

Prof. Ing. Fabrizio Ponti

Anno Accademico 2011/2012
Sessione II

Ringraziamenti

Un particolare ringraziamento all'azienda Bastra Engineering che mi ha supportato durante tutto lo sviluppo del progetto. Uno speciale ringraziamento all'Ing. Wirz Rainer che mi ha permesso di utilizzare questo progetto come tesi di laurea, all'Ing. Gagliardi Vincenzo che mi ha supportato durante i calcoli CFD, ed infine ma non ultimo l'Ing. Fantuzzi Cristian che mi ha supportato durante l'analisi sperimentale ed acustica.

Un ringraziamento doveroso all'Ing. Ponti Fabrizio che mi ha fatto da relatore per la grande cortesia e disponibilità dimostratami.

Alle mie zie Daniela e Paola in primis, per i sacrifici con cui mi hanno sostenuto e per la pazienza con cui mi hanno aspettato durante questo lungo cammino e a tutti gli altri che mi sono rimasti sempre accanto.

Agli amici più cari che non hanno mai smesso di tifare per me e di rincuorarmi nei momenti più duri.

Ai compagni di viaggio, perché sanno quello che abbiamo passato e quanta fatica ci è costata.

Infine..

A me stesso, per essermi messo alla prova, per non avere mai mollato e per aver raggiunto l'obiettivo prefissato, superando le diverse difficoltà incontrate in questo lungo cammino...

Giacomo Caroli

Indice

Cap. 1 Introduzione	1
1.1 Il motore analizzato.....	1
Cap. 2 Teoria del motore	5
2.1 Introduzione.....	5
2.2 Prestazioni.....	4
2.3 Potenza.....	6
2.4 Incremento della potenza.....	12
2.4.1 Incremento del rendimento limite.....	14
2.4.2 Combustione.....	15
2.4.3 Aspirazione.....	21
2.4.3.1 Fenomeni stazionari.....	22
2.4.3.2 Fenomeni non stazionari.....	25
2.4.4 Configurazione tipica del gruppo di aspirazione.....	29
Cap. 3 Sistemi di aspirazione e scarico	33
3.1 Dimensionamento dell'impianto aspirazione.....	33
3.2 Dimensionamento del tubo primario di scarico.....	43
Cap. 4 La simulazione monodimensionale	46
4.1 Introduzione alla simulazione monodimensionale nei motori.....	46
4.2 Cenni sul metodo numerico di soluzione.....	47
4.3 Costruzione del modello.....	51

Cap. 5 Determinazione dei coefficienti di efflusso	65
5.1 Il corpo farfallato.....	58
5.2 Il condotto di aspirazione.....	72
5.2.1 Rilievo sperimentale del coefficiente mediante banco di flussaggio.....	73
5.3 Il condotto di scarico.....	85
Cap. 6 Il raffreddamento	86
6.1 Il raffreddamento.....	86
6.2 Processo di trasmissione del calore.....	91
6.3 Calcolo del flusso medio di calore.....	95
6.4 Progetto del waterjaket.....	96
6.5 Gruppo termico.....	102
Cap. 7 Acustica	109
7.1 Richiami di acustica nei motori.....	109
7.2 Normativa e prova di by-pass.....	114
7.3 I silenziatori.....	115
Cap. 8 Analisi sperimentali	119
8.1 Analisi sperimentali motore.....	119
8.2 Analisi sperimentali acustiche.....	127
Cap. 9 Conclusioni	129

Introduzione

1.1 Il motore analizzato

Il motore richiesto dal cliente è un motore monocilindrico 4T, per utilizzo motociclistico; è un motore completamente nuovo, quindi è necessario progettarlo per intero: basamento, cambio, distribuzione e tutta la parte termica.

Studio di questa tesi sarà la progettazione e lo sviluppo della parte termica, iniziando dalla definizione dello skeleton passerà dal dimensionamento di parte dell'impianto di aspirazione, parte dell'impianto di scarico, dallo studio delle leggi di alzata delle valvole, e del circuito di raffreddamento, con le relative simulazione del caso.

Le richieste del cliente sono state di sviluppare due versioni del motore con le seguenti specifiche:

Alesaggio 76 mm
Corsa = 65 mm
(Cilindrata 295 cc)

Versione STD

Potenza 19 Kw
Coppia 24 Nm

Versione EVO

Potenza 21 Kw
Coppia 26Nm

Il cliente ci ha imposto alcuni vincoli costruttivi da rispettare:

Impianto di aspirazione comprensivo di Snorkel ed Airbox;
Corpo farfallato ;
Layout impianto di scarico (versione Std)

I primi sono stati introdotti dall'azienda in quanto vorrebbero utilizzare già alcuni componenti che utilizzano su altri motocicli. Mentre il terzo è dovuto ad una richiesta di designer.

Naturalmente si hanno limiti dimensionali imposti dall'utilizzo di un certo telaio; come si vedrà in seguito, questo limiterà i gradi di libertà per il progetto del condotto di aspirazione e di quello di scarico.

Inoltre le due versioni del motore devono avere:

Stesso impianto di aspirazione;

Stessa testata;

Stesso gruppo valvole (molle, piattelli, valvole, semiconi)

Una volta definito lo skeleton di base del motore che comprende i punti principali del treno valvole come il posizionamento dell'albero motore, l'asse del cilindro inclinazione delle valvole di aspirazione e di scarico, la posizione degli assi a camme, è il momento di iniziare a definire qualche dimensione del progetto come: la posizione delle interfacce del condotto di aspirazione e di scarico dovuti agli ingombri del telaio. Una volta fatto questo, è stato possibile iniziare il dimensionamento dei condotti con la possibilità ancora, in questa fase iniziale, di andare a modificare lo skeleton cercando di andar a soddisfare gli ingombri dati dal telaio.

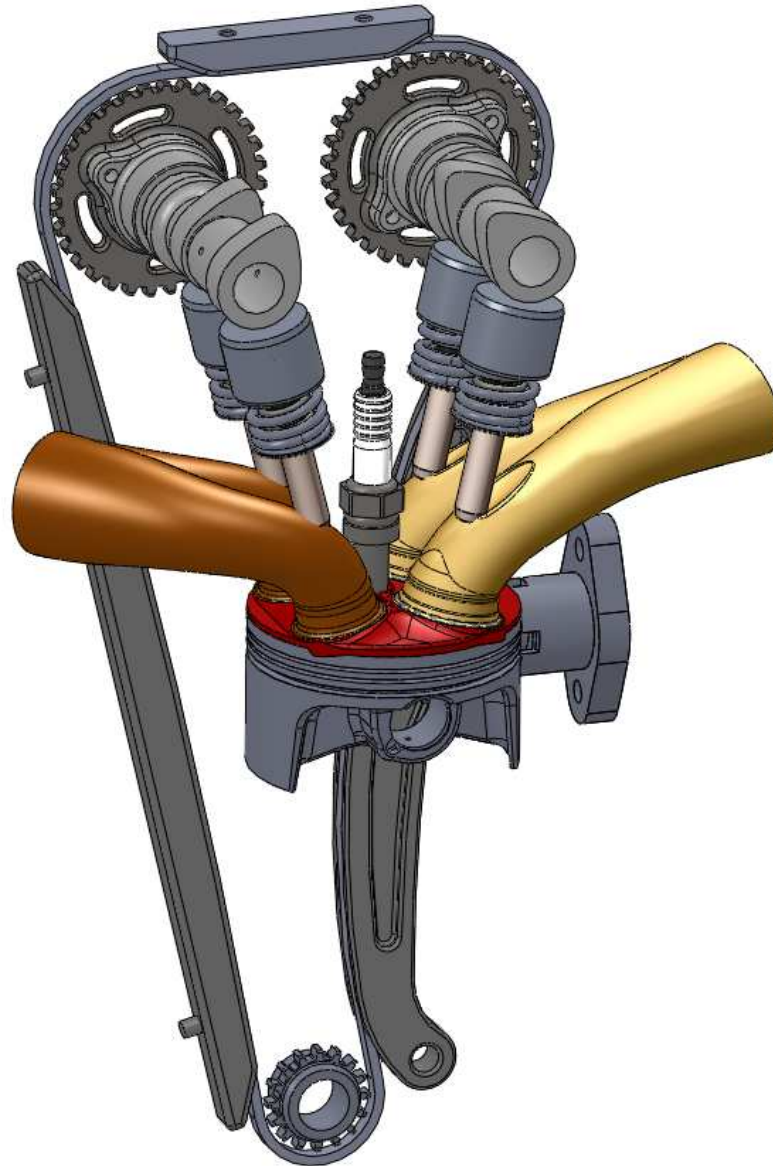
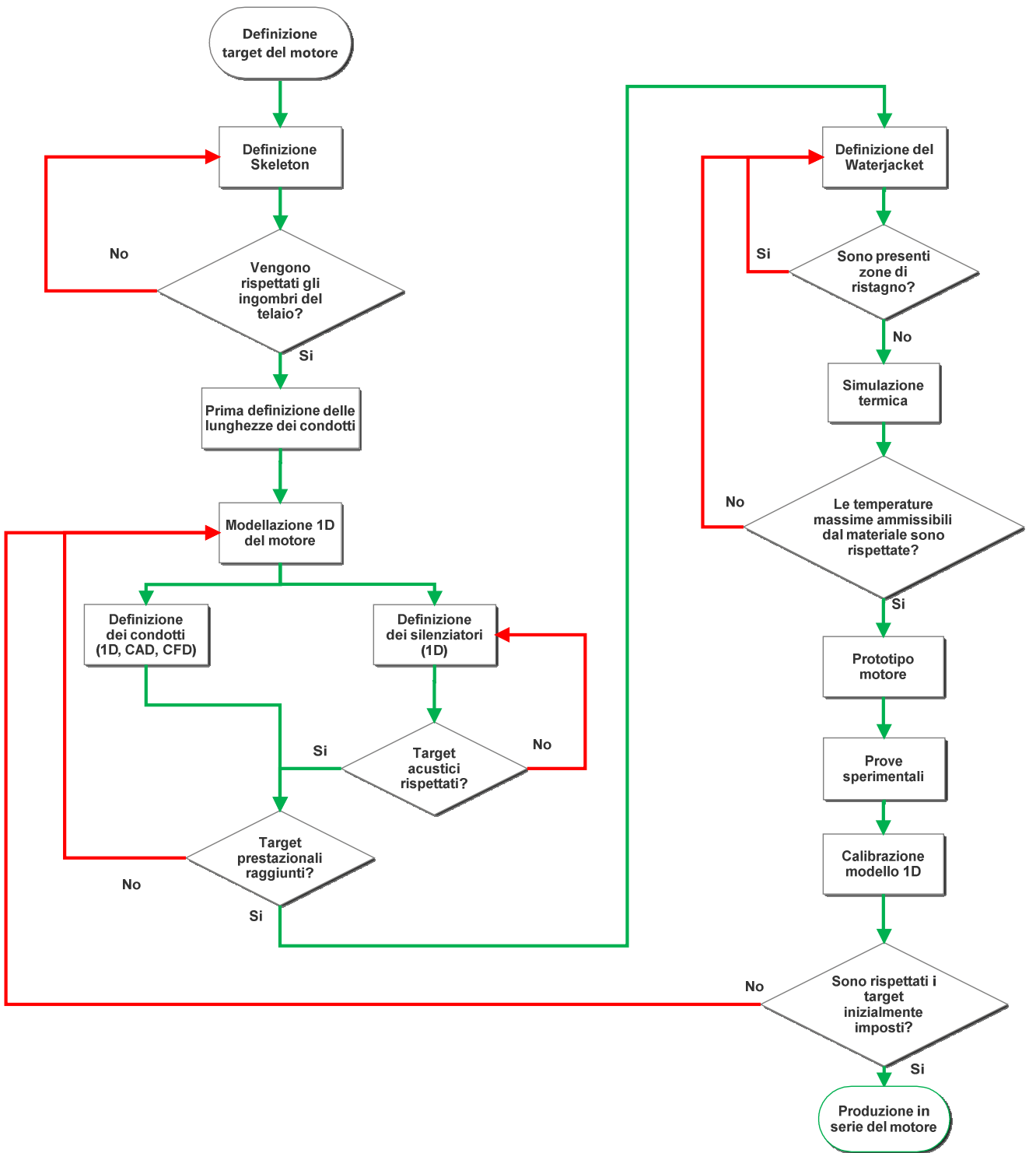


Figura 1.1 Skeleton di base del motore

Si riassume brevemente grazie all'utilizzo di workflow il lavoro che verrà svolto, come si può vedere è pieno di iterazioni che prevedono obiettivi da raggiungere in caso contrario bisogna cambiare qualcosa in modo tale da raggiungerli per poter fare correttamente la fase successiva.



Teoria del motore

2.1 Introduzione

I motori alternativi a combustione interna (m.c.i.) hanno fatto la loro comparsa nello scenario delle macchine produttrici di potenza intorno alla metà del XIX secolo, quando nacque la necessità di sostituire le grosse macchine a vapore nel campo delle piccole potenze. Da allora questi motori hanno subito una costante evoluzione, dimostrandosi in grado di adattarsi alle più disparate richieste, dal campo aeronautico e navale a quello delle elevate potenze per impianti fissi, sino ad arrivare a quello automobilistico.

Proprio grazie a questo continuo processo di perfezionamento si può affermare che, mentre negli altri campi si osserva un totale o parziale dominio di macchine di tipo rotativo, nel campo automobilistico il motore a combustione interna ha trovato la sua perfetta collocazione, facendo supporre che ancora per lungo tempo reciterà in questo settore il ruolo di protagonista. Lo conferma il fatto che anche negli ultimi anni, i motori m.c.i. hanno confermato la loro supremazia nel campo della trazione terrestre e navale, nonostante le limitazioni ecologiche sulla composizione dei gas di scarico avessero fatto pensare ad una loro ormai prossima scomparsa.

In questo capitolo verranno descritte le principali grandezze che influenzano le prestazioni dei m.c.i. con particolare riguardo all'ottimizzazione fluidodinamica della fase di aspirazione ed all'ottenimento di elevate potenze specifiche.

2.2 Prestazioni

Genericamente, lo scopo primario di un m.c.i. è quello di sopperire alla richiesta di potenza meccanica da parte di un utilizzatore che nel nostro caso risulta essere il sistema strada-veicolo. Occorre poi, nel caso particolare in esame, tener conto non solo della massima potenza prodotta ma anche di come detta potenza sia distribuita nell'arco di funzionamento del motore, ovvero l'andamento della potenza in funzione della frequenza di rotazione dell'albero motore. Inoltre sappiamo che un certo regime di rotazione può essere raggiunto con diversi gradi di apertura della valvola a farfalla, ovvero diverse quantità di miscela bruciata. L'andamento delle curve di potenza e coppia (le due grandezze sono legate essendo la prima pari alla seconda moltiplicata per la velocità angolare del motore) in funzione del

numero di giri permette pertanto di valutare un motore dal punto di vista prestazionale. In particolare si possono confrontare diversi motori per vedere se si tratta di motori portati alla competizione o motori commerciali più orientati verso una guida confortevole. Risulta a tale scopo utile illustrare tre tipici andamenti della caratteristica esterna di un motore:

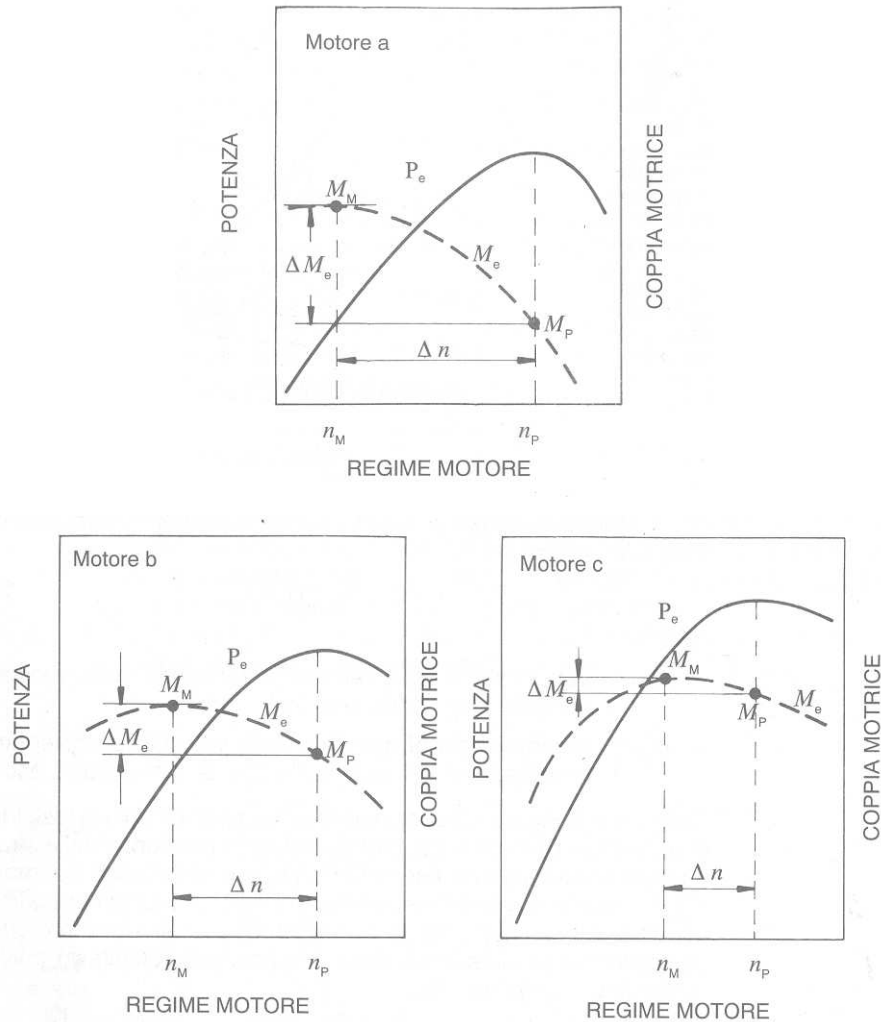


Figura 2.1 Andamento della coppia e della potenza per tre motori

Esaminando l'intervallo di utilizzazione compreso tra i regimi di coppia massima n_M e quello di potenza massima n_P , si vede come il motore a), pur producendo una potenza limitata, abbia un ampio intervallo di utilizzazione Δn , mentre il motore c) presenta una potenza erogata molto elevata a svantaggio del Δn , rendendosi più adatto al settore delle competizioni; infine il motore b) rappresenta un buon compromesso tra i due.

2.3 Potenza

Supponiamo di conoscere le caratteristiche geometriche di un motore e proviamo a ricavare la potenza prodotta. Siano:

- V_u la cilindrata unitaria;
- V_c il minimo volume tra pistone e cilindro;
- Z il numero dei cilindri;
- D il diametro di ciascun cilindro;
- C la corsa del pistone;
- n_s il numero di giri al minuto;

Il motore è una macchina che produce ciclicamente lavoro, ottenendolo dalla combustione di una certa quantità di combustibile. Supponendo di considerare condizioni di pieno carico, sia m_{bt} la portata di combustibile entrante in camera di combustione ad ogni ciclo termodinamico e H_i il suo potere calorifico inferiore. Con queste assunzioni, per ogni cilindro si rende disponibile l'energia

$$Q_t = m_{bt} \cdot H_i \quad (2.1)$$

che, non essendo tutta convertita in lavoro per i motivi che vedremo in seguito, produce il lavoro L_u che possiamo legare alla (2.1) introducendo il rendimento utile:

$$\eta_u = \frac{L_u}{Q_t} \quad (2.2)$$

$$L_u = \eta_u Q_t \quad (2.3)$$

La determinazione della quantità di combustibile da bruciare è chiaramente legata alle caratteristiche “respiratorie” del motore stesso e quindi alla capacità di intrappolare la massima quantità d'aria possibile. E' utile quindi introdurre le quantità m_{at} , definita come la quantità effettiva di aria che entra nel cilindro, e la α_t rappresentante il rapporto aria/combustibile :

$$\alpha_t = \frac{m_{at}}{m_{bt}} \quad (2.4)$$

Sostituendo nella (2.1) e (2.3) si ottiene per il lavoro utile

$$L_u = \eta_u \frac{m_{at}}{\alpha_t} H_i \quad (2.5)$$

la quale mostra come sia possibile aumentare il lavoro prodotto, aumentando l'aria intrappolata, ovviamente a parità di α_t . Tuttavia tale aumento non è illimitato dovendo comunque rispettare i vincoli geometrici imposti dal motore: il volume a disposizione dell'aria è infatti limitato da V_u . Si può allora introdurre un parametro che indichi quanto il motore in osservazione è in grado di riempire tale volume. Definita la massa di aria ideale come quella che a determinate condizioni riempie la cilindrata unitaria

$$m_{aid} = \rho_0 V_u \quad (2.6)$$

dove ρ_0 è la densità di riferimento alle condizioni in aspirazione, si può introdurre il rendimento volumetrico totale η_{vt} :

$$\eta_{vt} = \frac{m_{at}}{m_{aid}} \quad (2.7)$$

e quindi scrivere per il lavoro utile

$$L_u = \eta_u \eta_{vt} \frac{m_{aid}}{\alpha_t} H_i \quad (2.8)$$

Passando dal lavoro alla potenza si ottiene:

$$W_u = \eta_u \eta_{vt} \frac{\rho_0 V_u}{\alpha_t} H_i n_s \frac{2}{T} \quad (2.9)$$

dove T è il numero dei tempi del motore in considerazione. Questa formula è di fondamentale importanza; tuttavia, per comprendere l'influenza di ciascun fenomeno, occorre espandere il rendimento utile in un prodotto di termini, ciascuno dei quali riassume in sé una particolare "famiglia" di perdite.

Esaminiamo a tale scopo, passo dopo passo, quali sono le perdite di calore, e quindi di lavoro. Non tutta l'aria aspirata ad ogni ciclo rimane necessariamente nel cilindro. Si possono avere infatti fenomeni di rifiuto attraverso le valvole con perdita di una frazione più o meno importante della carica. Volendo tenere conto correttamente di questa perdita definiamo con il termine di "rendimento di intrappolamento" ("trap efficiency") come il rapporto tra l'aria realmente presente nel cilindro all'atto della combustione e quella totale aspirata ad ogni ciclo:

$$\eta_t = \frac{m_{ac}}{m_{at}} = \frac{m_{bc}}{m_{bt}} = \frac{Q_c}{Q_t} \quad (2.10)$$

Una volta introdotto il combustibile nel cilindro, non tutto il calore corrispondente alla sua massa può essere liberato, a causa della eventuale “incompletezza” della combustione. Per tener conto di questa perdita, definiamo il rendimento di combustione, rapporto tra il calore Q_b effettivamente liberato dalla combustione ed il calore corrispondente alla completa combustione della massa di combustibile Q_c intrappolata nel cilindro. L’espressione analitica è dunque la seguente :

$$\eta_c = \frac{Q_b}{Q_c}. \quad (2.11)$$

Il calore liberato dalla frazione bruciata di combustibile, inoltre, può non partecipare interamente al ciclo. Una parte viene perduta durante la combustione stessa, perché ceduta, per convezione ed irraggiamento, alle pareti della camera. Teniamo conto di questa perdita definendo con il termine di “rendimento di adiabaticità” della camera di combustione, il rapporto tra il calore Q_e , che effettivamente partecipa al ciclo, ed il calore Q_b effettivamente generato dalla combustione. Ovvero :

$$\eta_{ac} = \frac{Q_e}{Q_b}. \quad (2.12)$$

Per legare i calori presenti nelle precedenti formule ai parametri contenuti nella (2.9) occorre fare un passo indietro e considerare il ciclo percorso dal fluido nel motore. In sede ideale esso è rappresentato dal ciclo Otto ed ha un rendimento definito dal rapporto tra calore effettivamente introdotto e lavoro prodotto:

$$\eta_{id} = \frac{L_{id}}{Q_e}. \quad (2.13)$$

Spostandosi al ciclo limite, la variabilità delle costanti fisiche provoca una riduzione nel lavoro raccolto della quale si tiene conto introducendo il rendimento limite:

$$\eta_l = \frac{L_l}{L_{id}}. \quad (2.14)$$

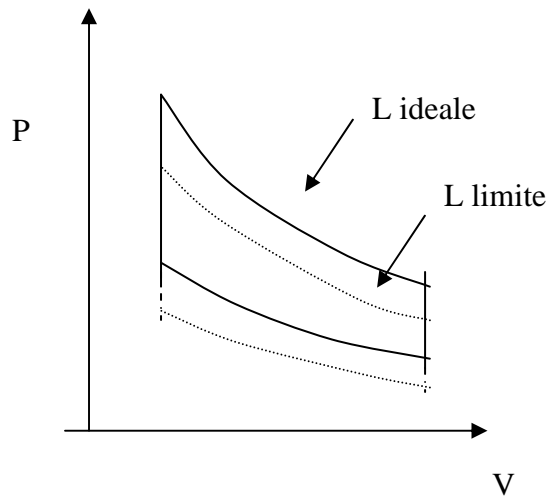


Figura 2.2 ciclo limite ed ideale

Nella realtà il ciclo percorso dal fluido motore segue solo parzialmente il ciclo limite, poiché sono presenti perdite relative alle irreversibilità delle trasformazioni ed a causa della non istantaneità della fase di combustione e delle aperture e chiusure delle valvole.

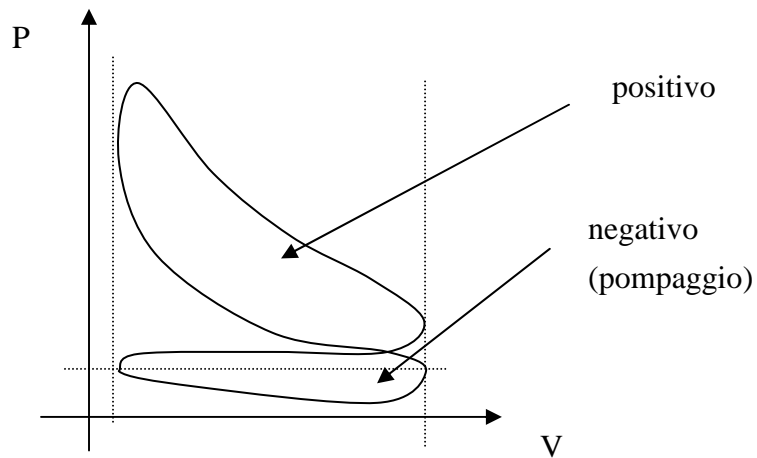


Figura 2.3 ciclo indicato

Come si nota il ciclo indicato è di fatto diviso in due parti, una “positiva” ed una “negativa”. La parte positiva è percorsa in senso orario, quindi fornisce lavoro ed è detta anche la parte “calda” del ciclo. La seconda, negativa, è invece percorsa in senso antiorario e quindi assorbe lavoro. Tale parte è chiamata anche la parte “fredda” e corrisponde al ricambio (nelle fasi di aspirazione e scarico) del fluido operante; il termine con cui si indica solitamente questo fenomeno è detto “pompaggio”. Viene chiamato lavoro indicato (L_i) la somma algebrica del ciclo positivo (L_{ip}) e di quello negativo (L_p), ovvero è il lavoro realmente ottenuto dal ciclo

reale. Si preferisce esplicitare i due termini, positivo e negativo, che compongono il lavoro indicato, per poter separare nella formula della potenza i due rendimenti, indicato e di pompaggio, in quanto appartenenti a due fenomeni tra loro molto diversi (compressione-combustione-espansione per il lavoro indicato e aspirazione-scarico per quello di pompaggio). Dunque, algebricamente :

$$L_i = L_{ip} + L_p \quad (2.15)$$

Si definisce quindi convenzionalmente “rendimento indicato (positivo)” il rapporto fra il lavoro fornito dalla parte positiva del ciclo ed il lavoro fornito dal ciclo limite :

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_t} \quad (2.16)$$

ed analogamente per il pompaggio

$$\eta_p = \frac{L_i}{L_{ip}} \quad (2.17)$$

Il lavoro del ciclo indicato completo L_i è quello che viene raccolto dalla superficie del pistone e trasferito agli organi meccanici del motore. Tali organi presentano non trascurabili attriti; inoltre si ha il trascinarsi da parte dell'albero motore di alcuni organi (pompe dell'acqua e olio, generatori elettrici, trasmissione, ecc.) e quindi il lavoro utile, che viene raccolto sull'albero motore e messo a disposizione per la trazione, risulta inferiore al rendimento indicato. Si definisce “rendimento organico” il rapporto fra il lavoro utile L_u raccolto sull'albero al netto di tutte le perdite ed il lavoro indicato completo:

$$\eta_0 = \frac{L_u}{L_i} \quad (2.18)$$

Ora effettuando delle semplici sostituzioni, si ottiene il cercato prodotto di rendimenti che esprime il rendimento utile come causato da un insieme di perdite specifiche:

$$\eta_u = \frac{L_u}{Q_t} = \eta_o \eta_p \eta_i \eta_{id} \eta_{ac} \eta_c \eta_t \quad (2.19)$$

e quindi la potenza

$$W_u = \eta_o \eta_p \eta_i \eta_{id} \eta_{ac} \eta_c \eta_t \eta_{vt} \frac{\rho_0 V_u}{\alpha_t} H_i n_s \frac{2}{T} \quad (2.20)$$

Il fatto che in tale espressione compaiano un elevato numero di termini, rispecchia il fatto che l'ottimizzazione di un motore è un processo che richiede molteplici interventi. Si tratta in pratica di elevare, con vari accorgimenti, i valori dei singoli rendimenti anche solo di un

punto percentuale. Occorre precisare comunque, ma sarà meglio spiegato più avanti, che i parametri presenti nella formula della potenza non sono comunque indipendenti: il miglioramento di un aspetto provoca spesso il peggioramento di un altro.

Un ulteriore passo in avanti è quello di considerare non più la potenza unitaria ma quella globale relativa all'insieme dei cilindri; per farlo è necessario moltiplicare la (2.20) per Z :

$$W_u = \eta_o \eta_p \eta_l \eta_{id} \eta_{id} \eta_{ac} \eta_c \eta_i \eta_{vt} \frac{\rho_0 V_u}{\alpha_t} H_i n_s \frac{2}{T} Z \quad (2.21)$$

dove

$$V_t = V_u \cdot Z \quad (2.22)$$

è la cilindrata totale.

Dalla (2.21) si deduce l'ovvia conseguenza che per aumentare la potenza occorre aumentare la cilindrata. Per ottenere una formula con validità generale occorre quindi svincolarsi da questo parametro che non consente il paragone tra motori con diversa cilindrata totale.

Un modo per farlo è quello di introdurre la velocità media del pistone, definita come

$$u = 2n_s C \quad (2.23)$$

e considerando che

$$V_u = C \cdot S \quad (2.24)$$

si ottiene per la potenza

$$W_u = \eta_o \eta_p \eta_l \eta_{id} \eta_{id} \eta_{ac} \eta_c \eta_i \eta_{vt} \rho_0 \frac{u \cdot S}{\alpha_t} H_i \frac{Z}{T} \cdot \quad (2.25)$$

Un'altra grandezza fondamentale nella valutazione del grado di sviluppo di un motore è la pressione media effettiva PME. Essa è definita come il lavoro utile fornito ad ogni ciclo dall'unità di cilindrata:

$$W_u = PME \cdot Z \cdot V_u n_s \frac{2}{T} = PME \cdot Z \cdot S \frac{u}{T} \cdot \quad (2.26)$$

Questo parametro, come del resto la velocità media del pistone, assume grande importanza in quanto rappresentativo dei livelli di pressione nel cilindro e quindi del suo sviluppo termomeccanico.

Dividendo la (2.26) così ottenuta per l'area complessiva degli stantuffi si ottiene:

$$\frac{W_u}{Z \cdot S} = PME \frac{u}{T} \quad (2.27)$$

La precedente è una formula che contiene le principali grandezze che determinano lo stato tecnologico di un motore e consente di paragonare motori con diverse caratteristiche.

2.4 Incremento della potenza

Supponendo di applicare la (2.25) a due motori, entrambi a quattro tempi con ciclo Otto (non sovralimentati) e con lo stesso livello di ottimizzazione, ovvero aventi lo stesso valore del prodotto dei rendimenti, si può scrivere per la potenza prodotta

$$W_u \propto u \cdot S \cdot Z \quad (2.28)$$

scritta con l'ulteriore assunzione che il combustibile bruciato sia lo stesso.

Il primo fattore che compare a secondo membro è la velocità media del pistone ed è un indice del livello tecnologico raggiunto, essendo limitato prevalentemente da considerazioni di tipo meccanico e fluidodinamico. Supponendo che il grado di sviluppo sia lo stesso, si può assumere di avere la stessa velocità media del pistone. Gli unici due parametri variabili sono a questo punto il numero dei cilindri e la superficie unitaria, ovvero la superficie globale dei pistoni. Emerge quindi che un modo per aumentare la potenza è quello di aumentare tale superficie. Del resto, tale conclusione si sarebbe potuta ottenere anche da considerazioni intuitive: la grandezza che determina la potenza di un motore è, in prima approssimazione, la pressione in camera di combustione o meglio la forza esercitata sul pistone, prodotto della pressione per la superficie. Aumentando quindi S , a parità di altre condizioni, aumenta tale forza e di conseguenza la potenza.

Partendo dalla (2.28) e tenendo conto delle precedenti considerazioni, si supponga di essere vincolati ad avere una certa cilindrata ed un certo numero di cilindri e concentriamo l'attenzione sulla superficie del singolo pistone. Ricordando la (2.24), la (2.28) si può scrivere come

$$W_u \propto u \cdot S \propto u \frac{V_t}{C} \propto \frac{u}{C} . \quad (2.29)$$

Ragionando sempre a parità di grado di sviluppo meccanico e fluidodinamico, cioè a parità di u , si ottiene il risultato che per aumentare la potenza occorre diminuire la corsa e considerando il vincolo sulla cilindrata totale, questo produce un necessario aumento dell'alesaggio. In pratica si ha una forte diminuzione del rapporto corsa/alesaggio. Occorre inoltre considerare che i due parametri della (2.29) sono tra loro legati. Consideriamo, con le

assunzioni fatte, di avere due motori uno con corsa C_1 corta e l'altro con corsa C_2 più lunga.

Per mantenere la stessa u dovrà essere:

$$u \propto C_1 \cdot n_{s1} = C_2 \cdot n_{s2} \Rightarrow n_{s1} > n_{s2} \quad (2.30)$$

ovvero il motore più performante in termini di potenza massima, girerà ad un più alto regime.

Le conclusioni fin qui riportate trovano conferma nel fatto che nelle attuali vetture da competizione si osserva un regime di rotazione molto elevato ed un basso rapporto C/D.

Ovviamente la riduzione della corsa deve operarsi tenendo anche in conto gli svantaggi che provoca. In particolare il fatto di ottenere un maggiore alesaggio causa un maggiore percorso del fronte di fiamma nella fase di combustione, aumentando il rischio di detonazione ed allontanando il ciclo indicato da quello limite. D'altra parte si ha a disposizione più spazio per la collocazione di valvole di maggiore diametro, consentendo un recupero per quanto riguarda la quantità di aria entrante nel cilindro.

Qualora non fosse possibile diminuire il rapporto corsa/alesaggio, si può comunque ottenere un aumento della superficie totale dei pistoni e quindi un aumento della potenza, adottando un maggiore frazionamento della cilindrata. Supponiamo infatti di avere due motori con la stessa cilindrata totale (3 litri), lo stesso rapporto C/D = 0,5 ma uno con 10 cilindri l'altro con 12. Si ottiene per l'alesaggio un valore $D_1=91,4$ mm per il primo e $D_2=86$ mm per il più frazionato, conseguentemente si ottiene per la superficie totale degli stantuffi:

$$Z_1 S_1 \propto Z_1 D_1^2 = Z_2 D_2^2 \frac{C_2}{C_1} = Z_2 D_2^2 \frac{D_2}{D_1} . \quad (2.31)$$

Ovvero aumentando il frazionamento, a parità di altre condizioni, si ottiene una più ampia superficie e quindi una maggiore potenza, almeno in linea teorica. Nella realtà ci sono chiaramente delle limitazioni al frazionamento dettate sia dalla complessità costruttiva che da fattori funzionali. Ad esempio, con un maggior numero di cilindri aumentano le superfici dalle quali si perde calore, quindi si ha un minore rendimento di adiabaticità , si avranno condotti con diametri più piccoli e di conseguenza più ampie perdite di carico con un probabile incremento del lavoro di pompaggio.

Si vuole ora porre l'attenzione sul fatto che in tutte le formule della potenza ricavate nel precedente paragrafo appare il numero dei tempi a denominatore; ciò lascia credere che un motore due tempi sia in grado di produrre una potenza maggiore (addirittura doppia) di uno a

quattro tempi. La realtà smentisce chiaramente questa conclusione, almeno nel campo delle applicazioni automobilistiche.

Nonostante i due motori condividano lo stesso ciclo termodinamico, il vantaggio del due tempi consistente nel produrre lavoro con frequenza doppia rispetto al quattro tempi, viene completamente perduto a causa del basso valore del rendimento complessivo. L'unico campo in cui i 2T dominano la scena è quello dei motori di piccola cilindrata, nei quali la presenza delle valvole e dell'impianto di distribuzione non sarebbe tollerabile e porterebbe a difficoltà costruttive e funzionali.

2.4.1 Incremento del rendimento limite

Fino a questo punto si sono descritti gli indirizzi di progetto nel caso si voglia ottenere un motore ad alta potenza specifica, ovvero il punto di partenza per un successivo sviluppo. Una volta deciso di costruire un motore con basso rapporto C/D ed elevato frazionamento, si procederà alla determinazione dei valori ottimali, considerando tutti i fenomeni che influenzano la produzione di potenza. A questo punto torna utile la definizione (2.25) nella quale compaiono tutti i rendimenti che occorrerà massimizzare.

Partiremo nella nostra analisi dall'espressione dei rendimenti ideale e limite dai quali otterremo delle conclusioni che risulteranno utili per il successivo sviluppo. Considerando il ciclo ideale di figura 2.1 si ottiene per il rendimento ideale l'espressione

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (2.32)$$

dove r è il rapporto di compressione e k è il rapporto tra i calori specifici. Essendo $k > 1$ la precedente relazione ci dice che aumentando il rapporto di compressione aumenta il rendimento ideale ovvero la quantità di calore trasformato in lavoro. L'andamento del rendimento utile in funzione di r è illustrato dal seguente grafico.

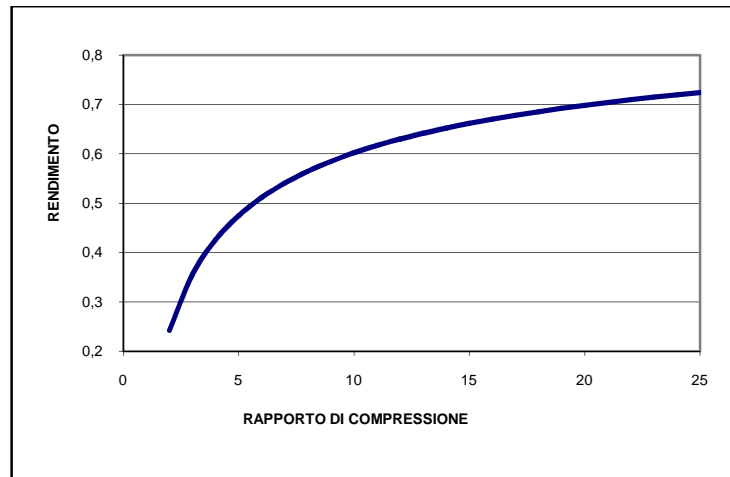


Figura 2.4 Variazione del rendimento limite con il rapporto di compressione

Come si nota, per i valori di r degli attuali motori ad accensione comandata, il rendimento si aggira attorno allo 0,6. Aumentando il rapporto di compressione il guadagno ottenuto diventa sempre minore: passando da $r = 8$ a $r = 9$ si ha un aumento del rendimento del 3,5 %, mentre da $r = 12$ a $r = 13$ si ha un guadagno del 1,8 %.

A parità di cilindrata, aumentare il rapporto di compressione significa diminuire il volume della camera di combustione ma tale diminuzione non può andare oltre a certi limiti dettati per esempio dalla necessità di spazio causata dalla contemporanea apertura delle valvole di scarico ed aspirazione, attorno al punto morto superiore di incrocio. Inoltre aumentando r si aumentano le pressioni e temperature massime raggiunte nel ciclo, favorendo altri tipi di perdite nonché il rischio di detonazione.

Per quel che riguarda il rendimento limite, esso è determinato dalla variazione delle costanti fisiche del fluido ed è quindi poco controllabile dal progettista.

2.4.2 Combustione

Si analizzeranno in questo paragrafo le principali caratteristiche del processo di combustione nei motori a combustione interna con particolare riguardo per quelli aspirati ad accensione comandata.

Il combustibile costituisce la risorsa primaria di energia, quindi il modo con cui tale risorsa viene convertita in lavoro è di fondamentale importanza nello sviluppo di un motore. I rendimenti da prendere in considerazione sono quello descritto dalla (2.11) (rendimento di combustione) e quello definito dalla (2.12) (rendimento adiabatico di combustione); il primo dei quali illustra la capacità di bruciare la maggiore quantità possibile di combustibile

presente in camera di combustione. Nei ragionamenti seguenti ipotizzeremo quindi di isolare tale volume dal resto del motore.

Essendo la combustione un particolare processo di ossidazione, perché essa abbia luogo, occorre che il combustibile e il comburente (l'aria) siano presenti in quantità legate tra loro da un certo rapporto che deve almeno essere pari a quello stechiometrico α_{st} , determinato in base alla composizione chimica del combustibile. Per le benzine tale rapporto si aggira attorno a 14.6 mentre per i prodotti della distillazione del petrolio più pesanti (gasolio) assume un valore leggermente inferiore. Chiaramente, con difficoltà in un motore si potrà raggiungere esattamente tale rapporto e si creeranno situazioni in cui la miscela è ricca (eccesso di combustibile) o povera (eccesso d'aria), ma in ogni caso non ci si discosterà molto dal valore ottimale, pena una forte diminuzione del rendimento di combustione. Sotto questo aspetto si nota una forte differenza tra i motori commerciali e quelli da competizione: i primi, a causa delle necessità economiche e di inquinamento, tendono a lavorare con eccesso d'aria, in modo che tutto il combustibile presente bruci, i secondi operano in condizioni di miscela ricca in modo da bruciare la più grande quantità di combustibile in relazione alla quantità di aria intrappolata, a costo di avere degli incombusti allo scarico. Dalle precedenti considerazioni risulta evidente, ed è già stato accennato in precedenza, che la combustione e il processo di aspirazione risultano intimamente legati tra loro, nel senso che ad un aumento dell'aria intrappolata corrisponde senz'altro un aumento del combustibile bruciato e quindi della potenza prodotta.

Un altro fondamentale aspetto per la buona riuscita della combustione è quello relativo allo stato della miscela. Occorre considerare infatti che il combustibile può essere presente in camera di combustione sia in stato gassoso che allo stato liquido, e avvenendo la combustione degli idrocarburi in fase gassosa, la fase liquida dovrà evaporare prima di partecipare alla reazione. Si parla in questo caso di combustione diffusiva in quanto i fenomeni relativi all'evaporazione sono governati dagli scambi di calore tra gocce di combustibile e fluido circostante. Combustioni di questo tipo sono tipiche dei motori ad accensione per compressione, nei quali il combustibile viene iniettato direttamente in camera di combustione o in una precamera nella quale prende il via il processo. Attualmente vengono anche prodotti motori ad accensione comandata con iniezione diretta. Si deve però aggiungere che per tali motori si prevede una iniezione molto precoce, in modo tale da dare al combustibile il tempo di evaporare e trovarsi in condizioni favorevoli al momento dell'accensione. Una applicazione

tipica dei motori a ciclo Otto con iniezione indiretta, prevede la presenza di un iniettore di potenza posto a monte della valvola a farfalla ed uno operante ai carichi parziali posizionato sotto la valvola a farfalla onde sfruttare la depressione provocata dalla sua chiusura. In tutti i casi è comunque necessario avere in camera di combustione la voluta distribuzione di combustibile. In quest'ottica si colloca il tentativo di avere, per i motori di produzione, una distribuzione a carica stratificata, ovvero presentante una miscela ricca vicino al punto di accensione, ed una sempre più povera allontanandosi dalla candela. Infatti la fase critica della combustione si concentra nella zona di accensione superata la quale il fronte di fiamma procede regolarmente anche in condizioni di miscela povera.

La fatica, incontrata nell'avvio della fase di combustione, viene manifestata dal fatto che rilievi della pressione, effettuati ad ogni ciclo su un motore operante a punto fisso, mostrano delle oscillazioni, alle quali si dà il nome di dispersione ciclica. Essa deriva dal tipico andamento del flusso nella camera di combustione che risulta fortemente turbolento e quindi tipicamente casuale. Non essendo praticabile la strada della stratificazione della carica, l'unico modo per ovviare a tale inconveniente è quello di generare la massima omogeneità della miscela all'interno del cilindro, provocando dei moti organizzati della carica, atti al mescolamento della stessa. Tali moti vengono generati durante la fase di aspirazione grazie a particolari curvature dei condotti o ad altri accorgimenti, come, ad esempio, la schermatura di una parte della valvola di aspirazione, al fine di indirizzare il flusso in una zona ben definita.

Per comprendere meglio la reale utilità di questi accorgimenti occorre tenere presente il loro sviluppo successivo alla chiusura delle valvole. I moti organizzati, o macroturbolenze, arricchiscono il fluido di energia cinetica che verrà dissipata durante la compressione. Come sarà spiegato nel capitolo relativo alla turbolenza, tale dissipazione avviene in prima battuta con un trasferimento di energia dal moto medio, ovvero quello organizzato, a quello turbolento, caratteristico delle fluttuazioni su piccola scala, ed, infine, avverrà la dissipazione in calore ad opera della viscosità. La presenza di macroturbolenze garantisce quindi un buon livello di turbolenza vera e propria in camera di combustione e questo aiuta la propagazione del fronte di fiamma. In un motore, infatti, la combustione è sempre turbolenta sia a causa dell'inevitabile presenza della turbolenza, ma soprattutto perché una combustione laminare presenterebbe un fronte di fiamma, estremamente lento. Grazie alla turbolenza si intensificano gli scambi di energia e di massa nella zona del fronte di fiamma aumentandone la velocità di propagazione.

Esistono prevalentemente tre tipi di moti organizzati o macroturbolenze: il moto di swirl, quello di tumble e quello di squish.

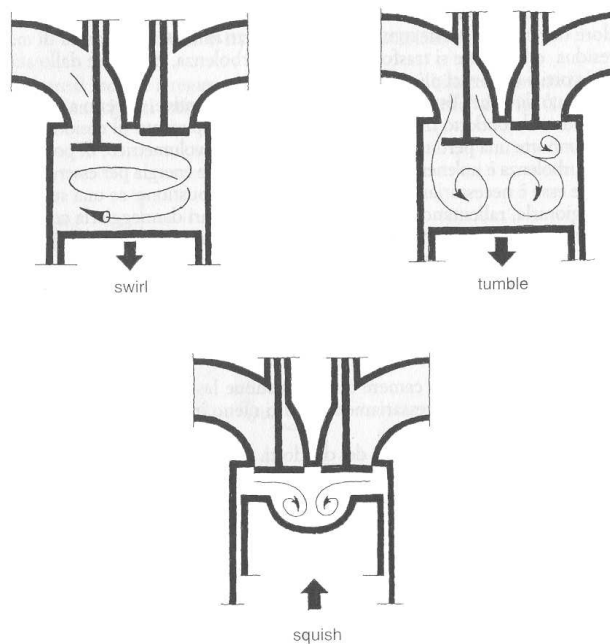


Figura 2.5 Principali tipi di moto organizzato nel cilindro.

Il moto di swirl consiste in una rotazione del flusso attorno ad un asse parallelo a quello del cilindro e la sua presenza è favorita da un andamento elicoidale intorno all'asse valvola del condotto di aspirazione.

Il moto di squish si instaura verso la fine della fase di compressione ed è causato dalla diversa variazione di volume a disposizione del fluido provocata dalla geometria della camera di combustione. Esso è molto importante in quanto la sua presenza si riscontra proprio quando sta per avvenire la combustione ed è favorito da particolari accorgimenti geometrici nel disegno del pistone e della testa del cilindro. Nei motori diesel, ad esempio, si realizzano pistoni con una cavità centrale o leggermente asimmetrica in modo tale da ospitare questo tipo di moto, mentre, nei motori ad accensione comandata, esso è favorito da disegni della testa del cilindro tipo quello a "tetto".

Infine, il moto di tumble si verifica quando il flusso viene indirizzato verso le pareti del cilindro e, a causa dell'interferenza con il pistone, assume un moto rotatorio con asse perpendicolare a quello del cilindro. Nella fase di compressione, questo vortice è forzato a ridurre la sua dimensione radiale e, a causa della tendenza a conservare la quantità di moto, aumenta la sua velocità di rotazione con conseguente produzione di scorrimento e forte produzione di turbolenza. La presenza di questo tipo di moto è favorita da un'inclinazione elevata del condotto di aspirazione che indirizzi il flusso verso la valvola di scarico. Il moto di tumble e quello di squish sono ampiamente usati nei motori da competizione anche se occorre aggiungere che, per queste applicazioni, le elevate velocità del pistone garantiscono comunque un buon livello di turbolenza.

L'aspetto negativo di questi fenomeni risiede nel fatto che la loro generazione spesso obbliga a disegnare condotti non ottimali dal punto di vista del riempimento, causando una perdita nella quantità di aria intrappolata. L'unico moto organizzato esente da questo difetto è quello di squish, sul quale non influisce la geometria del condotto.

Fondamentale, nella messa appunto della fase di combustione, risulta essere la determinazione dei tempi di accensione della miscela. Come si è già visto in figura 2.2, il ciclo indicato mostra che la combustione non può essere istantanea, ma copre un certo intervallo di tempo a cavallo del punto morto superiore (angolo di combustione). In questo intervallo si generano pressioni crescenti fino ad arrivare ad un massimo che deve ottenersi in un istante tale da fornire la massima spinta al pistone. Considerando che ci troviamo nell'intorno del PMS, possiamo affermare che il movimento del pistone è lento e che i volumi variano poco durante la combustione. Tuttavia è facile intuire che qualora la massima pressione venisse raggiunta prima del PMS, si avrebbe un effetto frenante sul moto del pistone. Analogamente, un picco di pressione collocato esattamente al PMS non consentirebbe di trasmettere un elevato momento torcente all'albero a causa dell'allineamento tra biella e manovella. Sarebbe altrettanto sbagliato ritardare eccessivamente la combustione perché qualora la massima pressione venisse raggiunta quando il volume della camera di combustione è aumentato troppo, si avrebbe un calo di detta pressione con conseguente minore spinta sul pistone.

In pratica, la determinazione dell'anticipo d'accensione di un motore è un processo di ottimizzazione che si sviluppa sul banco di prova, fino al raggiungimento del valore per il quale si ha la massima potenza prodotta.

Un altro fondamentale aspetto nella valutazione dell'efficacia della combustione, è quello relativo alle combustioni anomale. Esistono principalmente tre tipi di anomalie.

La preaccensione è un'accensione anticipata provocata dalla presenza di punti caldi nella camera di combustione, causati, ad esempio, da depositi carboniosi. L'instaurarsi di questo fenomeno abbassa il rendimento utile, in quanto presenta gli stessi effetti di un aumento di anticipo. È inoltre un fenomeno che si autoesalta e che pertanto può provocare l'insorgenza di danni strutturali.

L'autoaccensione è, invece, causata dal raggiungimento, in una parte della carica, di condizioni alle quali la miscela brucia senza l'intervento di una sorgente di accensione esterna. Tra i parametri che intervengono e controllano tale fenomeno, è molto importante il tempo che intercorre tra l'istante in cui la miscela è portata in determinate condizioni ed il momento in cui si avvia la combustione. Questo intervallo è noto come ritardo d'accensione ed è fortemente influenzato dalla temperatura della miscela. All'atto pratico, l'autoaccensione risulta favorita da elevati rapporti di compressione e da una scarsa refrigerazione delle pareti del cilindro.

Infine la detonazione è l'anomalia più temuta nei motori ad accensione comandata. Nonostante non ci siano certezze sulle cause che portano allo sviluppo di questo fenomeno, alcuni rilievi sperimentali mostrano che si tratta in pratica dell'autoaccensione di una parte della miscela che brucia prima dell'arrivo del fronte di fiamma. La detonazione si manifesta con l'emissione di un rumore metallico causato dalle forti vibrazioni in camera di combustione, che possono portare anche alla foratura dello stantuffo. Se si accetta l'ipotesi fatta sull'origine della detonazione, si comprende, tenendo conto di quanto detto per l'autoaccensione, che un'elevata velocità del fronte di fiamma o, meglio, un rapido completamento del processo di combustione, portano ad una diminuzione della possibilità che si verifichi l'anomalia. In altri termini oltre ad una buona refrigerazione, è molto importante la massima distanza che deve percorrere il fronte di fiamma; quindi sono favoriti i motori che prevedono un alto numero di cilindri, viceversa un basso rapporto corsa/alesaggio facilita la detonazione. Il fatto che i motori da competizione presentino un basso rapporto C/D ed un elevato rapporto di compressione senza che detonino, si spiega osservando che si raggiungono velocità di rotazione molto alte, e si riduce il tempo a disposizione per la combustione; inoltre si opera con miscele molto ricche e con turbolenza in camera molto elevata, con conseguente accelerazione del fronte di fiamma.

Risulta importante, infine, descrivere le caratteristiche che deve avere una camera di combustione onde ottimizzare tutti gli aspetti sin qui discussi. Dal punto di vista delle perdite di calore, risultano avvantaggiati i motori con elevate velocità medie del pistone in quanto la

più rapida evoluzione dei fenomeni comporta un minor flusso di calore verso l'esterno. Inoltre, essendo le perdite proporzionali alla superficie di scambio, sarebbe opportuno avere una camera di combustione più compatta possibile con un basso rapporto tra superficie e volume. Questo criterio, tra l'altro, aumenta anche le caratteristiche antidetonanti. Infatti supponendo di avere una camera sferica con candela al centro, la propagazione del fronte di fiamma, subisce una notevole accelerazione nella parte più prossima alle pareti, che è quella dove si ha in genere l'inizio della detonazione.

Inoltre la compattezza consente di ottenere ottimi livelli di turbolenza con i vantaggi già descritti.

Per quanto riguarda la collocazione della candela, sarebbe opportuno che fosse in posizione centrale in modo da ridurre il cammino massimo del fronte di fiamma e che fosse più vicina possibile alle valvole di scarico, poiché questo è il punto più caldo della testa del cilindro.

2.4.3 Aspirazione

In questo paragrafo si analizzerà il processo di aspirazione, la cui efficienza, come detto nel precedente paragrafo, determina la potenza generata. Si prescindere a tale scopo dalla presenza o meno di combustibile in seno all'aria, in quanto le caratteristiche del processo non vengono modificate in maniera apprezzabile.

Nel ricavare la formula generale del rendimento utile, si sono introdotti il rendimento volumetrico totale (2.7) e quello di intrappolamento (2.10), che riassumono i fenomeni legati all'aspirazione. Nell'analisi che seguirà verrà considerato il prodotto di questi due rendimenti, al quale si dà il nome di rendimento volumetrico effettivo

$$\eta_v = \eta_t \cdot \eta_{vt} = \frac{m_{ac}}{\rho_0 V_u} \quad (2.33)$$

Esso è influenzato principalmente da due tipi di fenomeni: quelli relativi al disegno dell'apparato di aspirazione (condotto, valvola a fungo, valvola a farfalla, trombetta ecc.) e quelli relativi alla dinamica di funzionamento di ogni componente di tale apparato.

Il primo tipo di fenomeni è descrittivo delle perdite di carico che il flusso subisce durante il processo di aspirazione e può essere ben interpretato da un'analisi stazionaria. Viceversa, il secondo tipo è caratteristico dei fenomeni non stazionari, ovvero tiene conto dell'elasticità del fluido aspirato. Nonostante il fatto che verranno studiate separatamente, queste due

caratteristiche sono strettamente legate tra di loro in quanto entrambe suggeriscono modifiche alla geometria che spesso sono le une contrarie alle altre.

2.4.3.1 Fenomeni stazionari

L'intero apparato di aspirazione di un motore a quattro tempi vede nelle valvole a fungo l'elemento più critico, in quanto il loro movimento provoca il restringimento o l'allargamento della sezione di passaggio, ovvero la portata di aria introdotta nel cilindro. Nonostante il fatto che il flusso di aria cambi in ogni istante, a causa del cambiamento della differenza di pressione tra condotto e cilindro e dell'area di passaggio, è possibile verificare l'efficacia del processo di aspirazione considerando condizioni stazionarie. Infatti, le modifiche capaci di migliorare il flusso nel caso stazionario, risultano vantaggiose anche nel reale funzionamento. A questo scopo si introduce il concetto di coefficiente d'efflusso

$$C_e = \frac{G_e}{G_{is}} \quad (2.34)$$

che misura il rapporto tra la portata realmente entrante nel cilindro e quella che vi entrerebbe se le condizioni di flusso fossero ideali (portata isentropica). In realtà la portata a denominatore ha il solo scopo di definire un valore di riferimento e nonostante il fatto che fisicamente sarebbe opportuno calcolarla in base all'area di passaggio disponibile al flusso per l'alzata valvola considerata, molto spesso viene calcolata considerando una sezione di area fissa, indipendentemente che essa rappresenti o meno una effettiva sezione della geometria. Data quindi un'area di riferimento A_{rif} , la portata ideale si calcola applicando le seguenti equazioni :

1. equazione di conservazione dell'energia;
2. conservazione della portata massica;
3. equazione del gas perfetto per il fluido considerato;
4. equazione della trasformazione adiabatica.

Considerando che non ci siano scambi di lavoro con l'esterno, c'è assenza di reazioni chimiche, assenza di dissipazioni (il fluido è considerato inviscido), si ottiene per la portata isentropica, l'espressione

$$G_{is} = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} A_{rif} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) + c_1^2} \quad (2.35)$$

dove i pedici 1 e 2 si riferiscono rispettivamente alle sezioni di ingresso e di uscita.

La portata che effettivamente passa all'interno del condotto, viene invece misurata imponendo un salto di pressione definito a cavallo della valvola. L'apparato che consente tale misura prende il nome di banco di flussaggio ed è schematicamente rappresentato nella seguente figura.

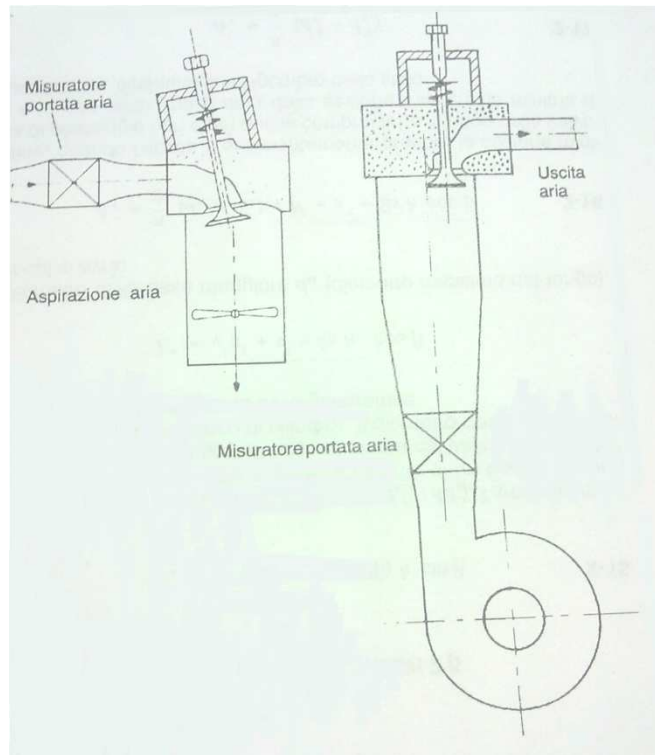


Figura 2.6 Illustrazione schematica del flussaggio di un condotto di aspirazione e di scarico

Posizionata la valvola all'alzata desiderata, viene aspirata aria dal lato cilindro fino ad avere a cavallo della valvola il voluto salto di pressione. Facendo variare la differenza di pressione e l'alzata si ottiene l'andamento del coefficiente d'efflusso, dal quale si possono ottenere molte informazioni sia di carattere assoluto che di confronto tra diverse geometrie. Una di queste informazioni è quale sia il valore più opportuno dell'alzata massima della valvola. Durante la sua apertura, infatti, la valvola genera la sezione di passaggio del flusso, definita dalla superficie cilindrica o conica (in relazione al valore delle alzate) tra il fungo della valvola e la battuta della stessa. Superato un certo valore dell'alzata, tale superficie diventa uguale e successivamente maggiore della superficie rappresentata dalla sezione trasversale della sede valvola diminuita dell'ingombro dello stelo. A questo punto, un ulteriore incremento dell'alzata risulterebbe inutile, restando inalterata la sezione ristretta di passaggio del flusso. L'alzata massima si può quindi determinare come quel valore oltre il quale non si nota un

aumento del coefficiente d'efflusso. Nella pratica di funzionamento si andrà leggermente oltre tale valore perché a causa del continuo movimento della valvola (almeno per i sistemi di distribuzione tradizionali), il valore massimo si raggiunge in un solo istante mentre sarebbe opportuno avere un'ampia area di passaggio per tutta la corsa di aspirazione.

Occorre notare che i valori forniti dall'andamento del coefficiente d'efflusso in funzione dell'alzata, andrebbero pesati in base alla portata di aria. Infatti l'effetto benefico prodotto da un aumento del coefficiente d'efflusso alle piccole alzate è minore di quello prodotto dallo stesso aumento in corrispondenza dell'alzata massima. Per questo motivo diventa di fondamentale importanza una dettagliata investigazione del flusso a valvola completamente aperta. In particolare occorre individuare eventuali fenomeni di distacco della vena fluida dalla parete che comporterebbero una minore sezione effettiva di passaggio per il flusso. L'ottenimento di un'analisi dettagliata è praticamente impossibile nel campo sperimentale ed è a questo scopo che risulta molto utile un'analisi di tipo numerico che consente il calcolo delle grandezze di interesse in ogni punto della geometria.

Tra le informazioni ottenute da un'analisi di tipo stazionario, riveste una fondamentale importanza la determinazione delle dimensioni delle valvole, del loro numero e della loro disposizione. Appare infatti intuitivo che il fatto di avere valvole con diametro maggiore comporterebbe un aumento nelle sezioni di passaggio e quindi un aumento di aria introdotta nel cilindro. Uno dei motivi per cui avere un alesaggio maggiore provoca una maggiore potenza erogabile è da attribuirsi proprio all'aumento di area disponibile per la collocazione delle valvole di aspirazione. Le attuali applicazioni pratiche mostrano inoltre che avere due o tre valvole di aspirazione, invece che una sola, provoca un aumento dell'area di passaggio. Supponendo infatti di avere una testa del cilindro piana, il rapporto tra la sezione totale di passaggio e quella del cilindro passa da un valore massimo di 0.25 nel caso delle due valvole a 0.34 nel caso delle quattro valvole, con un aumento di circa il 30%. Inoltre l'aver una testa del cilindro non piana ma, ad esempio, a tetto consente un ulteriore aumento di questa area. La differenza tra una soluzione con 2 valvole di scarico e 2 di aspirazione ed una con 2 valvole di scarico e 3 di aspirazione, è molto sottile, e la preferenza per l'una o l'altra dipende da molti fattori. A vantaggio della soluzione a cinque valvole, c'è il fatto che adottando valvole più piccole aumenta il rendimento organico; inoltre, volendo ulteriormente abbassare il rapporto C/D mantenendo un certo rapporto di compressione, occorrerebbe diminuire le alzate a causa della necessaria presenza di cave sul cielo del pistone e risulterebbe quindi necessario aumentare il numero delle valvole. D'altra parte con la soluzione a quattro valvole

si ottiene una forma dei condotti più favorevole, un minor numero di pinne divisorie tra i condotti ed una forma più adeguata della camera di combustione.

2.4.3.2 Fenomeni non stazionari

Il processo di aspirazione nel reale funzionamento di un motore a quattro tempi, è fortemente influenzato dal movimento delle valvole e dall'elasticità del fluido. Osservando la forma del ciclo indicato, si nota come, a causa dell'impossibilità di avere un'istantanea apertura e chiusura delle valvole, si introducono delle perdite che allontanano il ciclo da quello ideale. Tuttavia un buono sfruttamento dell'elasticità del fluido consente di recuperare tali perdite, giungendo ad ottenere valori del rendimento volumetrico maggiori di uno (è per questo che spesso invece della definizione come "rendimento volumetrico", si preferisce parlare di "coefficiente di riempimento"). Per capire come questo sia possibile, si analizzeranno brevemente i singoli fenomeni, iniziando dal ritardo della chiusura della valvola di aspirazione.

Durante la corsa di aspirazione, a valvola tutta aperta, il fluido acquisisce una certa inerzia ad entrare nel cilindro, causata dalla elevata velocità raggiunta. Avvicinandosi al PMI il pistone progressivamente rallenta fino a fermarsi, ma a causa della citata inerzia, il fluido continua ad entrare nel cilindro ed è quindi opportuno mantenere la valvola aperta. Inoltre, un disegno accurato dei condotti consente di sfruttare le riflessioni delle onde di depressione generate negli istanti di apertura della valvola, ottenendo, poco prima della sua chiusura, l'arrivo di un'onda di compressione che spinga l'aria ad entrare nel cilindro. Si ottiene così una sorta di sovralimentazione che consente di intrappolare nel cilindro una quantità di aria maggiore di quella che occuperebbe la cilindrata unitaria alle condizioni di riferimento, ovvero di ottenere un rendimento volumetrico maggiore dell'unità. Si osservi che questa caratteristica è tanto più importante quanto maggiore è il regime di rotazione, o meglio, quanto maggiore è la velocità media del pistone. Di conseguenza, nei motori da competizione tale vantaggio viene ampiamente sfruttato.

Vediamo ora cosa succede alla fine della fase di espansione. I gas combusti, dopo essersi espansi fornendo lavoro all'albero motore, si trovano ancora ad una pressione maggiore di quella esterna. In queste condizioni, l'apertura della valvola di scarico prima del PMI, provoca la spontanea fuoriuscita dei gas, che cessano la loro espansione all'interno del cilindro. Si ha quindi una perdita nel lavoro raccolto, che, però, non è molto rilevante perché,

intorno al PMI la forza esercitata sul pistone è convertita in un modesto momento torcente sull'albero. Inoltre, si ha un calo di pompaggio dato dal fatto che nella successiva fase di scarico forzato, il pistone incontrerà meno resistenze durante la corsa di risalita verso il PMS. Anche la chiusura della valvola di scarico è ritardata rispetto al PMS, per motivi analoghi a quelli che spiegano il ritardo della chiusura della valvola di aspirazione, tranne per il fatto che ora il disegno del condotto di scarico deve consentire la presenza di un'onda di depressione. Tuttavia, questa fase necessita di una particolare attenzione. Infatti, a cavallo del PMS finisce la fase di scarico, ma deve anche iniziare quella di aspirazione, che per un corretto funzionamento richiede un anticipo della apertura della valvola. Si avrà quindi un periodo di tempo in cui entrambe le valvole sono aperte, una con la funzione di asportare fluido dal cilindro, l'altra di immetterlo; è quella che, comunemente, si chiama fase di incrocio. Oltre ad essere necessaria per un corretto ricambio dei fluidi, la fase di incrocio, se ben studiata, consente di operare un lavaggio della camera di combustione, asportando i gas combusti che tendono a rimanere intrappolati. I rischi che si corrono sono sostanzialmente due: nonostante la fase di scarico sia giunta al termine, la pressione all'interno del cilindro è ancora superiore a quella all'interno del condotto di aspirazione, quindi, al momento di apertura della valvola, parte dei gas caldi potrebbero andare ad occupare il posto della carica fresca, diminuendo senz'altro l'efficienza della successiva combustione. Per ovviare a tale inconveniente occorre che, come già detto, allo scarico sia presente una depressione che favorisca il flusso in uscita, mentre, in aspirazione, ci sia una certa sovrappressione che spinga l'aria ad entrare nel cilindro. In questo modo, però, si corre il rischio di ottenere una sorta di corto-circuito della carica fresca dall'aspirazione allo scarico. Nella pratica occorrerà un lungo lavoro di messa a punto, che porterà ad una situazione intermedia tra le due descritte, ovvero una leggera fuoriuscita dei gas caldi dall'aspirazione, seguita dalla loro espulsione allo scarico, insieme alla più piccola quantità possibile di carica fresca. Questo, almeno, è quanto avviene in un motore da competizione.

Nei motori di produzione, invece, la fuoriuscita di una parte della miscela è inaccettabile a causa della conseguente presenza di incombusti allo scarico e dell'innalzamento dei consumi e si preferisce avere una piccola quantità di gas caldi in camera di combustione. Per i motori diesel, infine, viene ampiamente sfruttata la permanenza dei gas di scarico, in quanto questo consente di avere una sorta di gas inerte all'atto della combustione, che permette di abbassare il livello di ossidi di azoto emessi (si tratta in pratica di un EGR naturale).

L'insieme dei parametri introdotti definisce la fasatura di un motore, generalmente riportata su un diagramma polare come quello della seguente figura, in cui sono indicati i valori comunemente adottati:

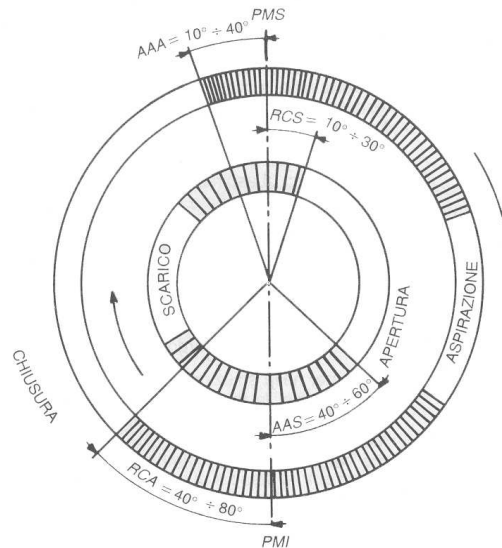


Figura 2.7 Diagramma di distribuzione

Le sigle indicate hanno i seguenti significati:

- AAS = anticipo apertura scarico;
- AAA = anticipo apertura aspirazione;
- RCA = ritardo chiusura aspirazione;
- RCS = ritardo chiusura scarico.

Si riporta, inoltre, anche l'andamento delle pressioni all'interno del cilindro, a valle della valvola di scarico e a monte di quella di aspirazione in funzione dell'angolo di manovella, per un dato regime di rotazione.

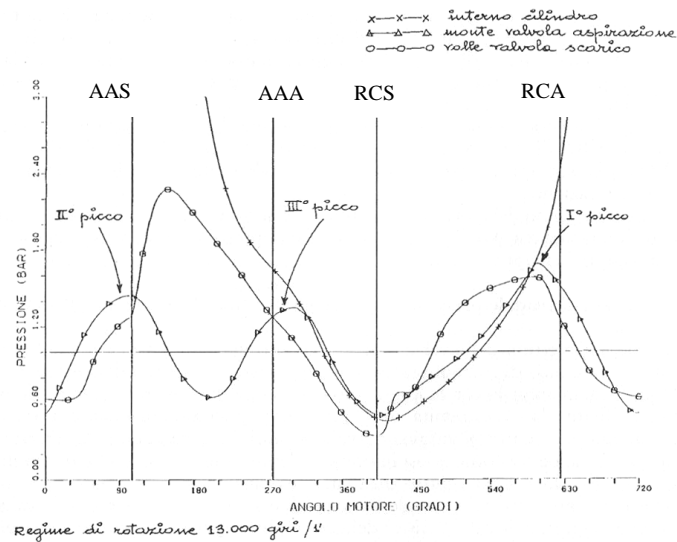


Figura 2.8 Diagramma delle pressioni

In questo diagramma si ritrovano i ragionamenti fatti in precedenza, ed, in particolare, occorre porre l'attenzione sul fatto che un buon riempimento è determinato dalle oscillazioni di pressione nel condotto di aspirazione. Senza entrare in dettaglio, occorre ricordare che tali oscillazioni nascono dalle riflessioni delle onde di pressione in corrispondenza di ostacoli o più in generale di cambiamenti di sezione. Si deduce, quindi, che i fattori determinanti risiedono nel disegno del condotto, e che, al variare del regime di rotazione, sarebbe necessario variare tali fattori. Questo è il motivo che induce molti costruttori a realizzare particolari meccanismi, che consentano la variazione di alcuni parametri delle geometrie, come nel caso dei condotti a lunghezza variabile entro un ristretto limite, imponendo spostamenti di alcune parti, oppure utilizzando due condotti diversi a seconda del regime e del carico, nel qual caso non si ha una regolazione di tipo continuo. Non essendo comunque possibile produrre delle variazioni ampie della geometria, si otterrà un riempimento ottimale solo per un dato regime, che, nei motori da competizione, corrisponde a quello di potenza massima. Sotto questo aspetto, si osserva a volte una maggiore "raffinatezza" dei motori di produzione rispetto a quelli sportivi, a causa della maggiore importanza che assumono i fattori di guidabilità e consumo.

Sulla base di quanto detto finora, da un'analisi non stazionaria si ottengono delle importantissime informazioni riguardo ai tempi di apertura e chiusura delle valvole e alla loro legge di alzata. Anche per la fasatura si incontra lo stesso problema rilevato per la geometria dei condotti, ovvero la necessità di avere una fasatura molto ampia agli elevati regimi ed una più stretta quando il motore gira più lentamente. È questo il motivo della comparsa, sui motori

di serie, di meccanismi che consentano di adottare leggi di alzata dipendenti dal regime di rotazione, permettendo rotazioni dell'albero a camme tali da seguire correttamente le indicazioni fornite dal banco di prova. Una nuova frontiera per quanto riguarda la distribuzione è costituita dal tentativo di svincolarsi dai sistemi tradizionali tipo camma-bicchierino o camma-bilancere e tentare di governare l'alzata della valvola tramite dispositivi elettrici o pneumatici. La scomparsa della camma, tra l'altro, consentirebbe di eliminare la presenza della valvola a farfalla che costituisce un ostacolo al flusso e di operare in condizioni di parzializzazione, semplicemente imprimendo basse alzate alla valvola di aspirazione.

Tornando alla fase di incrocio delle valvole, occorre fare alcune importanti precisazioni. Supponendo di descrivere il comportamento di un attuale motore da competizione, come già detto avremo un basso rapporto C/D ed un elevato rapporto di compressione, ovvero pochissimo spazio tra pistone e cilindro al PMS. In questo spazio, nella fase di incrocio, si dovranno muovere le valvole di aspirazione e scarico e, per evitare il loro contatto con il pistone, sul quale comunque sono praticate delle cave per le valvole, non si può eccedere con l'alzata. Inoltre, si deve osservare che, essendo vicini alla conclusione della fase di scarico e solo all'inizio di quella di aspirazione, le portate attraversanti le luci non sono di certo le massime. Associando queste considerazioni a quelle derivanti dalla necessità di un'ampia fase di incrocio agli alti regimi, si conclude che sarebbe necessario avere la massima area di passaggio con la minima alzata, ovvero è praticamente obbligatoria una soluzione a quattro o cinque valvole.

2.4.4 Configurazione tipica del gruppo di aspirazione

Sulla scorta di quanto detto al precedente paragrafo circa lo sfruttamento delle onde di pressione che si generano nei condotti di aspirazione e scarico, si può concludere che un buon disegno dei condotti è quello che consente di ottenere un andamento delle pressioni del tipo di quello di Figura 2.8. Chiaramente, se si ragiona pensando ad una fasatura fissa ed ad una data geometria, al variare del regime di rotazione variano le entità delle onde di pressione e quindi variano gli effetti che queste hanno sullo scambio di fluido in camera di combustione.

Concentrando l'attenzione sul condotto di aspirazione, la configurazione tipica è quella riportata nella seguente figura.

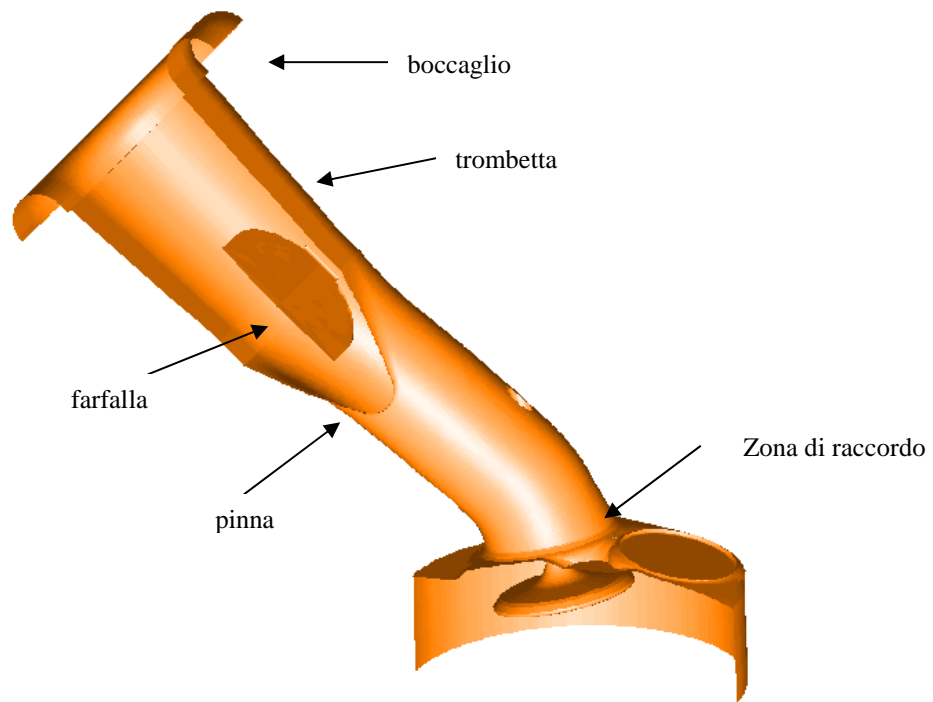


Figura 2.9 Condotto di aspirazione

Partendo dalla sezione di battuta valvola, si distinguono le seguenti zone:

- Zona di raccordo con la testa: è questa la zona più delicata dal punto di vista del flusso ottenuto. La curvatura del condotto può infatti indurre fenomeni di distacco della vena fluida che riducono la sezione di passaggio del fluido. Più il condotto è inclinato rispetto all'asse del cilindro e più è alto questo rischio; tuttavia, condotti molto verticali sono penalizzati sia dal fatto che indirizzano il flusso ortogonalmente al fungo, sia perché non sono in grado di produrre un adeguato moto di tumble. Inoltre, in questa zona si cerca di tenere il diametro più piccolo possibile, compatibilmente con i problemi appena accennati, sfruttando in questo modo l'accrescimento dell'onda di depressione prodotta.
- Zona a sezione costante: è il cuore del condotto ed è opportuno che la sua forma sia studiata in modo tale da minimizzare le perdite per attrito.
- Pinna di separazione: è il punto di innesco dei condotti appartenenti allo stesso cilindro; nel caso riportato i condotti confluenti sarebbero due ma esistono, come già detto, casi con tre o più condotti a seconda del numero delle valvole. In

corrispondenza della pinna si hanno forti perdite fluidodinamiche ed il suo disegno deve essere ottimizzato per minimizzare questo aspetto.

- Trombetta: è un tratto di condotto a sezione decrescente nel verso del moto. La sua utilità risiede nel rallentamento della velocità indotta dall'onda di depressione. Infatti, a causa di questa onda, si genera nella sezione finale della trombetta, che comunica con l' airbox, una forte velocità del fluido, che abbassa la pressione vigente e quindi abbassa la differenza di pressione con il condotto. Questo abbassamento provoca un indebolimento dell'onda di compressione rimandata verso il cilindro, che è proprio quello che si cerca di evitare.
- Boccaglio: rappresenta "l'invito" al flusso entrante del condotto ed è realizzato per evitare fenomeni che sarebbero indotti dalla presenza di spigoli vivi, quali ad esempio il distacco del flusso dalla parete.

Come si nota tutti gli elementi descritti sono "fissi", nel senso che, apparentemente, non si vede la possibilità di variare le loro dimensioni in funzione del carico, come invece sarebbe opportuno fare, onde consentire di sfruttare i fenomeni dinamici anche ai regimi che non sono di potenza massima. Nella pratica si realizzano delle soluzioni come, ad esempio, quella delle trombette telescopiche che, allungandosi o accorciandosi, modificano l'entità e i tempi di generazione dell'onda riflessa di compressione.

Sistemi di aspirazione e scarico

3.1 Dimensionamento dell'impianto aspirazione

Anche non trattandosi di un motore da competizione, i fenomeni non stazionari sono molto importanti anche per un motore da produzione.

Visto che il motore deve essere versatile ed adattarsi bene alle due versioni richieste, si è scelto di utilizzare 4 Valvole (2 di aspirazione e 2 di scarico).

Innanzitutto bisogna iniziare a dimensionare la sezione del condotto di aspirazione cercando di far funzionare in modo opportuno le onde che si genereranno al loro interno.

Per massimizzare queste onde esse devono essere intense: dal moto di aspirazione dello stantuffo è tanto più intensa quanto più è piccola la sezione del condotto risonante. In queste condizioni è infatti massimo l'impulso di velocità impresso all'aria all'inizio del condotto ed il corrispondente impulso di pressione. Se così fosse, bisognerebbe fare condotti molto piccoli; naturalmente questo non è attuabile nella realtà, perché bisogna anche considerare fenomeni come gli attriti (fenomeni dissipativi) ed il possibile raggiungimento di condizioni soniche locali nelle zone dove è minima la sezione del condotto.

Ridurre troppo le sezioni significa aumentare l'intensità delle onde primarie generate, ma quelle che tornano potrebbero poi essere troppo smorzate da attriti e dissipazioni, e, anziché guadagnare in termini di effettiva sovralimentazione del motore, si perde.

La sonicità è invece di per sé più drastica; se essa viene raggiunta in aspirazione, anche la portata raggiunge un limite massimo invalicabile, a partire dal quale non è più in grado di crescere.

Ciò che conta in definitiva è fare entrare nel cilindro la massima massa di aria: non è quindi solo questione di sovrappressioni, ma anche di sezioni. E' quindi il miglior compromesso tra la sovrapposizione d'onda e sezione del condotto che occorre cercare.

Si definisce per questo un indice di Mach per il condotto:

$$IM_C = \frac{uS}{A_c c_{s0}} \quad (3.1)$$

in cui:

u: velocità media del pistone

S: sezione del pistone

A_c : sezione del condotto

c_{s0} : Velocità del suono nell'ambiente di aspirazione

Girando la formula trovo:

$$A_C = \frac{uS}{IM_C C_{S0}} \quad (3.2)$$

Questa mi fornisce la sezione minima di gola presente nel condotto di aspirazione. Si utilizza una semplice regola pratica dove:

$$IM_C \approx 0.25 \quad (3.3)$$

Allo stesso modo della sezione del condotto di aspirazione si è fatto il proporzionamento della trombeta di aspirazione.

Se le onde seguissero esattamente le leggi di riflessione, la forma delle migliore del condotto sarebbe quella a sezione costante cilindrica per tutta la lunghezza, completata da un boccaglio. Se si prescinde dai modesti attriti, lungo il condotto a sezione costante un'onda si propaga pressoché invariata sempre circa simile a se stessa, senza riflessioni parziali, trasportando perciò intera in un unico "pacchetto" la propria energia e portata in massa. Qualsiasi variazione di sezione invece provoca invece una riflessione parziale, cioè suddivide l'onda in onde parziali procedenti in senso opposto, ciascuna con la propria frazione di energia e di portata.

E' invece necessario allargare il condotto andando a formare una trombeta perché quando l'onda giunge all'estremità aperta del tubo, essa vi si riflette raddoppiando (almeno idealmente) la velocità del fluido. Questa violenta aspirazione di aria esterna genera nell'ambiente un'onda sferica che si propaga in esso e che viene percepita in forma di rumore.

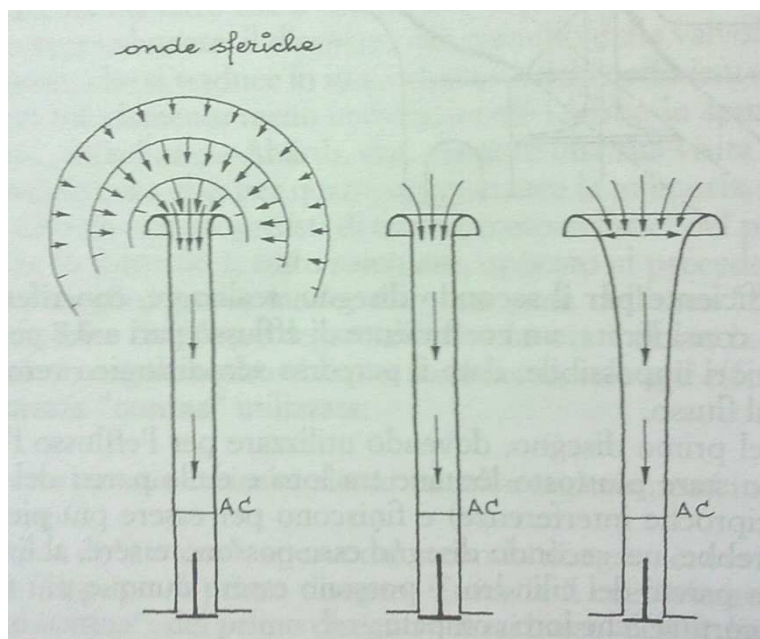


Figura 3.1 Onde sferiche

La condizione al contorno per la riflessione dell'onda nel tubo non è quindi più la pressione ambiente indisturbata, bensì la pressione nel punto di origine dell'onda sferica. Data la violenta accelerazione verso l'interno del tubo subita dall'aria, tale pressione è notevolmente inferiore a quella ambiente, ed, in proporzione, risulta indebolita l'onda di sovrappressione riflessa, cioè il cercato effetto di sovralimentazione. Lo studio matematico del problema indica che in tale ugello rappresenta una condizione al contorno tanto penalizzante, in termini di cattiva riflessione quanto più intensa è l'onda che si riflette è quindi necessario andarla a rallentare in modo da attenuare la sua intensità. La cosa si capisce facilmente in quanto la caduta di pressione all'imbocco è di tipo bernulliano, cioè quadratica con la velocità. Velocità che tende al raddoppio alla bocca e può dunque raggiungere, in un tubo a sezione costante, valori assai elevati, con la corrispondente elevata caduta di pressione. Il condotto a sezione costante non è quindi il più indicato per i motori. Occorrerebbe invece allargare la sezione in modo da giungere alla riflessione sull'ambiente con velocità più bassa, affinché la tendenza al raddoppio conduca a perdite di riflessioni inferiori.

Siamo giunti alla conclusione che bisogna allargare il condotto, ma quanto deve essere allargato?

A favore di un modesto allargamento sta la considerazione, sopra svolta, che un condotto cilindrico tenderebbe a mantenere invariata la forma dell'onda e "compatta" la sua energia e portata.

A favore di un più pronunciato allargamento stanno le considerazioni sulle perdite di riflessione sopracitate.

Anche qui conviene ragionare in termini di indice di Mach.

$$A_T = \frac{uS}{IM_t C_{S0}} \quad (3.4)$$

Dove anche in questo caso l'esperienza insegna di utilizzare valori dell'intorno di

$$IM_T \cong 0.125 \quad (3.5)$$

Una piccola regola facile da ricordare: la sezione della trombeta deve essere doppia rispetto alla minima del condotto.

Infine occorre andare a proporzionare il boccaglio che ha lo scopo di guidare con il minima dissipazione il fluido dall'ambiente di aspirazione iniziale del condotto, cioè all'incirca alla sezione della trombeta.

Un ampio raggio di raccordo non è certo molto dannoso, ma se è troppo ampio si ispessisce inutilmente, con un percorso eccessivamente lungo, lo strato limite che entra nel condotto con perdita di energia del fluido.

Un raggio troppo stretto può produrre, al contrario, elevate supervelocità locali sulla troppo stretta curvatura, con successiva decelerazione e possibile distacco locale, cioè un'altra possibile dissipazione di energia.

Date le modeste velocità in gioco, la cosa non è molto critica; comunque si può tentare di trovare delle regole pratiche, un tubo a pareti sottili che aspiri aria dall'ambiente genera all'imbocco un distacco di fluido capace di ridurre la sezione di passaggio fino al rapporto S_2/S_1 circa pari a 0,5 (che è il massimo coefficiente di contrazione noto in fluidodinamica).

Appare plausibile che la sezione massima della trombetta sia in grado di avviare senza distacchi il raddoppiare della sezione massima della trombetta e sia in grado di avviare senza distacchi il fluido al condotto.

Siccome il fluido è abbastanza sensibile alle brusche variazioni di curvatura della parete, reagendo ad esse con micro-distacchi, che sono a loro volta causa di micro-dissipazioni, conviene dunque, determinato il rapporto di sezioni del boccaglio, ricordarsi con la trombetta con una curvatura variabile, o almeno con due raggi, in modo da approssimare un profilo piuttosto ellittico, o parabolico.

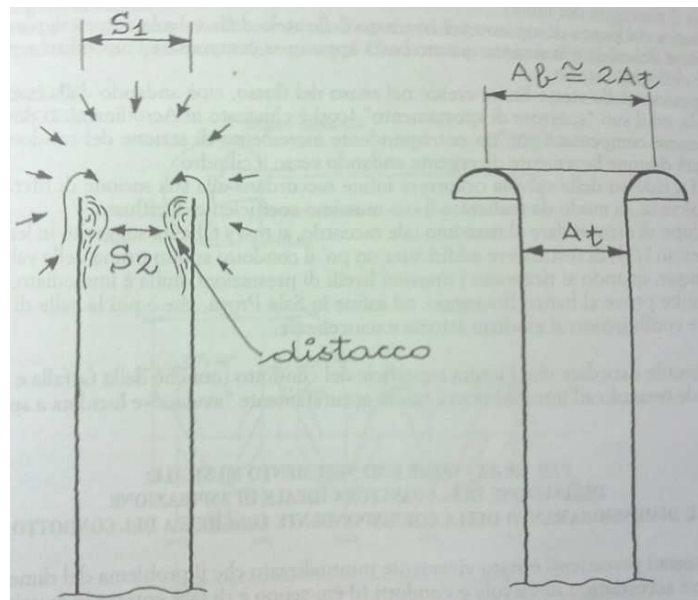


Figura 3.2 Boccaglio

In definitiva il condotto di aspirazione risulta costituito da quattro parti:

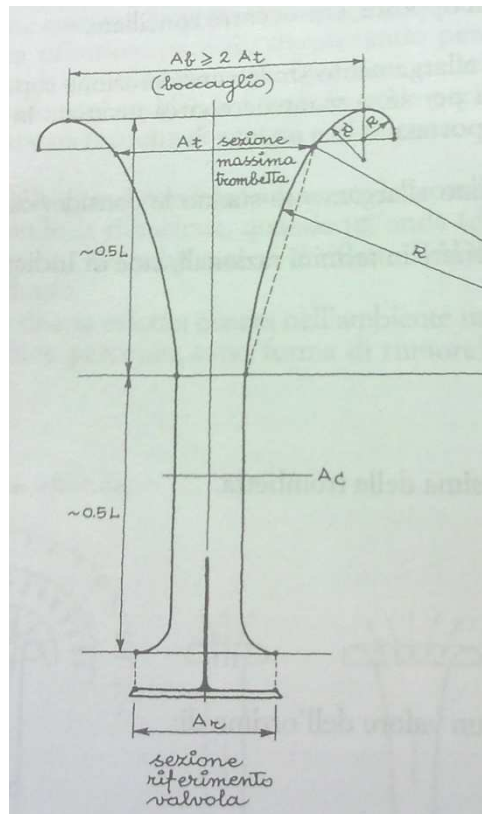


Figura 3.3 Condotto aspirazione

1. Il boccaglio;
2. La trombeta;
3. Il tratto a sezione costante
4. il raccordo con la sezione di riferimento della valvola.

Le sezioni appena descritte devono essere considerate come sezioni nette disponibili per il passaggio del fluido.

A partire dal punto di ingresso nel condotto dello stelo della valvola, occorrerà perciò aumentare lievemente la sezione quanto basta, appunto, per compensare l'ingombro aerodinamico dello stelo stesso.

Lo spessore dello strato limite cresce in senso del flusso, cioè andando dalla bocca alla valvola ed il suo "spessore di spostamento" dovrà, del pari, essere compensato con un corrispondente incremento di sezione del condotto che risulterà dunque lievemente divergente andando verso il cilindro.

Giunti a ridosso della valvola, occorrerà, infine, raccordarsi alla sua sezione di riferimento con dolcezza, in modo da realizzare il suo massimo coefficiente di efflusso; nel nostro caso quello che è stato ricercato come si vedrà più avanti non è stato quello di massimizzare il coefficiente di efflusso quanto trovare un giusto compromesso tra un buon coefficiente di efflusso e una generazione di un moto di tumble per migliorare la combustione.

In questo paragrafo è stato descritto il problema del dimensionamento ed accordatura di valvole e condotti (il cui scopo è di far entrare la massima possibile massa d'aria, quindi di combustibile, nel cilindro: cioè massimizzare il rendimento volumetrico totale) è estremamente interconnesso con quello della fasatura il cui scopo è quello di intrappolare, nel cilindro, la massima frazione possibile di aria: cioè di massimizzare il rendimento di intrappolamento.

Essi sono tanto interconnessi da costringere a trattare insieme i due rendimenti.

Per comprenderlo bene, bisogna osservare il sistema fluidodinamico di aspirazione che alimenta il cilindro; è costituito da due sottosistemi tra loro interagenti: da un lato il cilindro viene sovralimentato dalle onde, che percorrono i condotti risonanti, dall'altro le onde nei condotti risonanti vengono eccitati dal moto dello stantuffo.

Il sistema viene cioè a far parte integrante del sistema risonante, che permette il funzionamento ottimale da cui si ottiene il massimo rendimento volumetrico.

Dimensionate con le regole precedenti, le sezioni del condotto, massimizzare il rendimento volumetrico significa massimizzare l'intensità delle onde che lo percorrono.

Massimizzare l'intensità delle onde significa eccitarle con la giusta fase.

Ciò vuol dire che il moto dello stantuffo, anziché essere qualcosa che, con la sua dominante forza eccitatrice, "cancella" comunque le onde del ciclo precedente e ne origina di nuove destinate a durare per un solo ciclo e poi a loro volta "cancellate" dalla nuova corsa di aspirazione, deve essere perfettamente accordato con esse, facendo giungere la propria azione eccitatrice nel momento più adatto, in modo che essa rimanga la più intensa possibile.

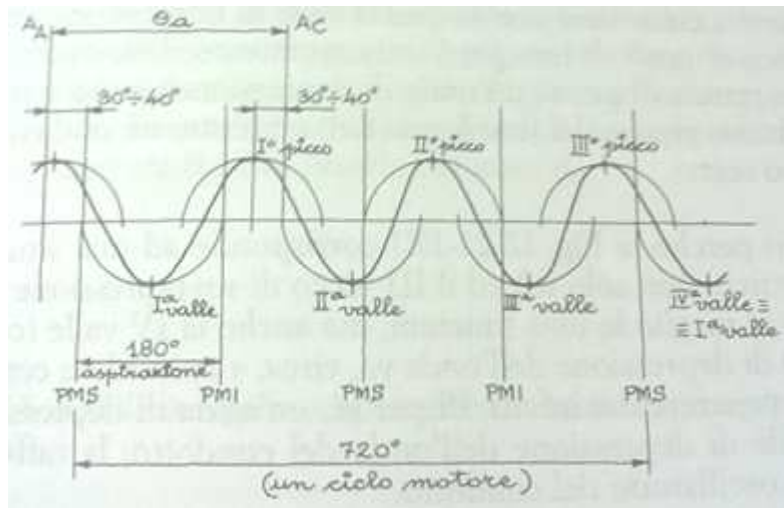


Figura 3.4 Onda ideale condotta di aspirazione

Lo schema delle risonanze del condotto di aspirazione nella situazione di perfetta reciproca accordatura tra onde e moto dello stantuffo.

La corsa di aspirazione che dura 180 gradi, genera l'onda di depressione primaria. A distanze regolari definite dalla lunghezza del condotto ritornano al cilindro le onde riflesse, idealmente indeformate, ed alternativamente di sovrapposizione e di depressione. La loro parziale sovrapposizione determina la forma dell'onda risultante, quella che si misura sperimentalmente.

In condizioni di accordatura ottimale, nel ciclo motore devono starci esattamente tre picchi di sovrappressione (e le corrispondenti tre valli di depressione). La distanza dei picchi deve quindi valere $720/3=240$ gradi. Se la lunghezza del condotto è scelta in modo da realizzare proprio questa situazione, la corsa di aspirazione viene perciò a coincidere con la quarta valle dell'onda, realizzando cioè le condizioni ottimali di fase per il trattenimento delle onde: il moto eccitatore dello stantuffo che genera un'onda di depressione avviene nel momento esatto in cui nel cilindro giunge dal condotto un'onda di depressione, cioè appunto dello stesso segno.

La situazione rappresentata nell'immagine precedente fotografa la situazione di massimo rendimento volumetrico: non solo il I e il III picco di sovrappressione sono al giusto posto per realizzare al meglio le loro funzioni, ma anche la IV valle (coincidente con la prima del ciclo successivo) di depressione dell'onda va, circa, a coincidere con la corsa di aspirazione. Quest'ultima genererebbe infatti, di per se un'onda di depressione, e quest'onda, sommandosi alla valle di depressione dell'onda del condotto, la rafforza, intrattenendo così l'intenso regime oscillatorio del condotto.

Per i motivi già esposti in precedenza, la valvola di aspirazione deve aprire esattamente in corrispondenza del terzo picco e chiudere esattamente in corrispondenza del primo picco di

sovrappressione: se manteniamo per l'apertura il valore di 30-40 gradi prima del terzo picco e per la chiusura ancora di 30-40 gradi dopo il primo picco, ne risulta un angolo totale di apertura completo della valvola di $240^\circ + 2 \times (30^\circ \div 40^\circ)$ cioè:

$$\theta_a \cong 300 \div 320^\circ$$

che definisce, nella situazione considerata, è angolo di apertura totale ottimale delle valvole di aspirazione.

Bisogna ora determinare la lunghezza del condotto che realizzi le condizioni ottimali e cioè i tre voluti picchi equidistanti sul ciclo motore.

Volendo ricavare le formule che per quanto approssimate, rispecchino ragionevolmente la realtà, vogliamo tener conto sia del fatto che le onde non viaggiano alla velocità del suono ma bensì alla velocità $C_s \pm u_c$, sia del fatto che il condotto è costituito da una parte a sezione costante e da una trombeta a sezione maggiore.

Teniamo conto della trombeta, assimilandola ad un tronco di cono avente una sezione pari alla sezione media $A_{mt} = (A_c + A_t)/2$ della trombeta.

A noi interessano soprattutto i picchi delle onde, per i quali, come velocità (massima) del fluido, rispettivamente nel condotto e nella trombeta, assumiamo le espressioni convenzionali seguenti:

$$u_c = \frac{u_{max}}{u} u \frac{S}{A_c} \quad (3.6)$$

$$u_t = u_c \frac{2}{\frac{A_{mt}}{A_c} + 1} = \frac{u_{max}}{u} u \frac{2 S}{A_c(A_c + A_{mt})} \quad (3.7)$$

dove:

u_{max} : è la velocità massima dello stantuffo;

u : è la velocità media dello stantuffo;

S : area dello stantuffo;

A_c : area del condotto;

A_{mt} : area media della trombeta;

u_c : la velocità del fluido nel condotto.

La prima espressione assume che la velocità del fluido, nel picco dell'onda, stia alla velocità media convenzionale, nello stesso rapporto in cui la velocità massima dello stantuffo sta alla media.

La seconda è l'espressione della velocità dell'onda trasmessa in una variazione di sezione, tratta dalla teoria delle onde "piccole".

Le velocità introdotte, se sono corrette per il percorso di andata lo sono meno per quello di ritorno (c'è stata una riflessione nell'ambiente, ed una seconda sulla sezione di raccordo tra trombetta e condotto) ma qui cerchiamo solo formule approssimate (per definire correttamente tutte le lunghezze ed i diametri si utilizzerà un codice monodimensionale 1-D), anche se, a conti fatti, la formula risolutiva che troveremo darà valori abbastanza prossimi al vero.

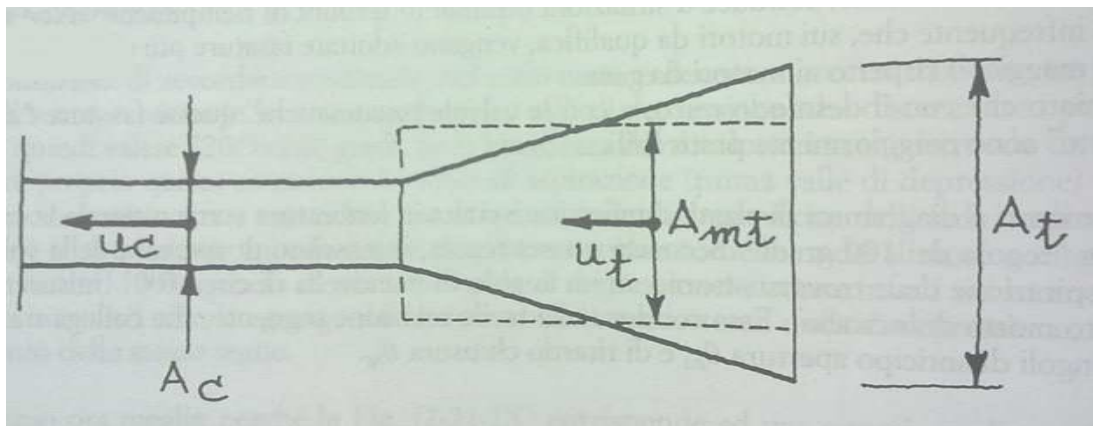


Figura 3.5 Schematizzazione condotto

Se L è la lunghezza totale del condotto indicheremo con KL la lunghezza del tratto cilindrico e conseguentemente con $(1-k)L$ la lunghezza della trombetta.

Il semi-periodo del condotto corrispondente ad una andata ed un ritorno dell'onda vale evidentemente:

$$T_c = \frac{KL}{c_s - u_c} + \frac{(1-k)L}{c_s - u_t} + \frac{(1-k)L}{c_s + u_t} + \frac{KL}{c_s + u_c} \quad (3.8)$$

I primi due termini rappresentano il tempo di andata dell'onda di depressione iniziale, i secondi due il tempo di ritorno dell'onda di compressione riflessa.

In prima approssimazione si può utilizzare come C_s il C_{s0} indisturbato.

Tra un picco ed una valle adiacente, ci sta un'andata ed un ritorno dell'onda, perciò nei 720 gradi del ciclo ci sono 6 andati e 6 ritorni.

Il periodo del motore corrispondente ad un ciclo vale dunque evidentemente:

$$T_m = \frac{4\pi}{\omega} = \frac{4\pi}{\frac{2\pi n}{60}} = \frac{120}{n} \quad (3.9)$$

in cui n è il regime del motore

Uguagliando dunque 6 volte il semi-periodo del condotto e risolvendo rispetto alla lunghezza del condotto si ha subito:

$$L = \frac{10C_S}{2} \left[\frac{1}{\frac{K}{1 - \left(\frac{u_{max} u S}{u C_S A_C}\right)^2} + \frac{1-K}{1 - \left(\frac{u_{max} u S}{u C_S A_C \frac{A_{mt+1}}{A_C}}\right)^2}} \right] \quad (3.10)$$

La lunghezza così trovata dovrebbe essere ulteriormente corretta per il fatto che la riflessione non avviene esattamente alla bocca della trombetta, ma un po' più fuori, ed anche un po' all'interno del cilindro.

Quello che è sta fatto nella realtà non è stato suddividere il condotto di aspirazione in due zone trombetta e condotto a sezione costante, ma lo si è andato a suddividere in otto zone:

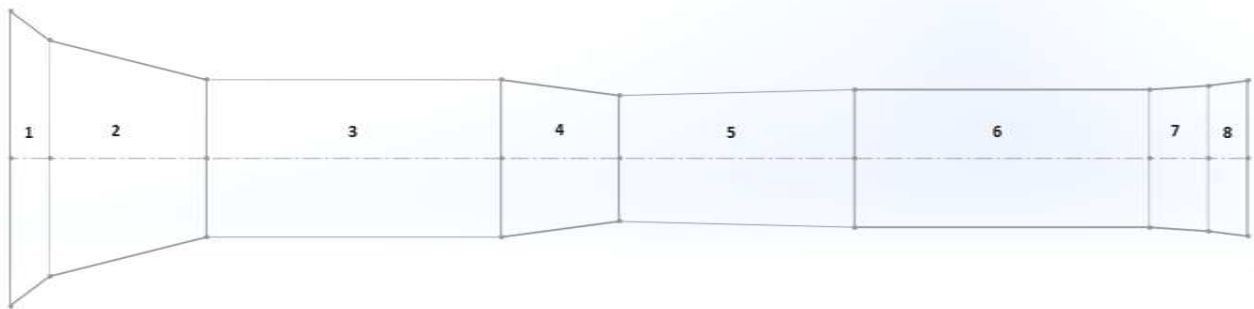


Figura 3.6 Condotto realmente schematizzato

l' 1-2° fanno parte della trombetta;

il 3° è un tratto a sezione costante (collettore aspirazione);

il 4-5° fanno parte del corpo farfallato;

il 6-7-8° fanno parte del collettore di aspirazione e condotto di aspirazione (testa).

In questo modo è stato possibile fin da subito iniziare a delineare le lunghezze opportune nei singoli tratti.

Come già detto all'inizio del capitolo, erano stati dati alcuni vincoli costruttivi al progetto uno di questi era appunto l'utilizzo di un dato corpo farfallato, che è stato opportunamente semplificato ed introdotto all'interno del conto.

Dopo aver determinato la sezione del condotto e la sezione della trombeta, si è terminato le lunghezze con dei tratti 1, 2, 3, 6, grazie anche all'utilizzo di parametri adimensionali per il proporzionamento delle singole lunghezze.

A questo punto il condotto di aspirazione almeno in prima approssimazione è stato determinato.

3.2 Dimensionamento del tubo primario di scarico

Per quanto riguarda la sezione del condotto di scarico, vale un criterio che definisce la sezione totale delle valvole di scarico, come una frazione della sezione delle valvole di aspirazione. Esso infatti dice che una sezione totale del tubo di scarico pari a circa 1.4-1.5 vuole la sezione totale della parte più stretta del condotto di aspirazione.

Definita la sezione in questo modo, si potrà giocare attorno ad essa con software 1-D per ottimizzazione più raffinata.

Resta da definire la lunghezza ottimale del tubo primario, in questo caso considerato a sezione costante.

Volendo tener conto del fatto che le onde non viaggiano alla velocità del suono nei gas di scarico C_{SS} , bensì alla velocità $C_{SS} \pm u_s$, definiamo per prima cosa la velocità dei gas u_s nelle condizioni di picco dell'onda, che è quella che ci interessa.

Per definire tale valore, consideriamo il fatto che la velocità massima convenzionale nel condotto di aspirazione non è altro che la velocità massima con cui la massa di aria aspirata si muove nel condotto per entrare nel cilindro, massa che, allo scarico dovrà uscirne invariata: la stessa moltiplicata per il rapporto tra temperature dei gas e dell'aria e per il rapporto inverso delle sezioni fornisce dunque, in prima approssimazione, la cercata massima convenzionale dei gas, cioè:

$$u_s = u_c \frac{T_s A_c}{T_a A_s} = \frac{u_{max}}{u} u \frac{S T_s A_c}{A_c T_a A_s} = \frac{u_{max}}{u} u \frac{T_s S}{T_a A_s} \quad (3.11)$$

In cui:

T_s : temperatura media dei gas di scarico (Assoluta)

A_s : la sezione del tubo di scarico

Cerchiamo ora la lunghezza ottimale.

La funzione fondamentale dell'onda di scarico è di provocare un'intensa aspirazione durante l'incrocio in modo da operare le importanti funzioni già discusse. L'intensa onda di sovrappressione generata dal violento scarico spontaneo e dalla successiva violenta espulsione operata dalla risalita dello stantuffo, deve dunque propagarsi fino all'estremità del tubo, riflettersi come intensa onda di depressione e ritornare al cilindro a svolgere la sua funzione estrattiva. Essa dunque, deve giungere al cilindro a metà dell'incrocio (sostanzialmente al PMS), quando entrambe le valvole (aspirazione e scarico) sono semiaperte. L'angolo motore interessato all'andata e ritorno dell'onda va dunque dall'istante di apertura della valvola di scarico fino al punto morto di incrocio. Esso dunque vale:

$$\pi + \theta_{as} \quad (3.12)$$

dove:

θ_{as} è l'angolo di anticipo di apertura dello scarico della valvola di scarico.

Se ω è la velocità angolare del motore, il tempo corrispondente vale:

$$T_m = \frac{\pi + \theta_{as}}{\omega} = \frac{\pi}{\omega} \left(1 + \frac{\theta_{as}}{\pi} \right) = \frac{\pi}{\frac{2\pi n}{60}} \left(1 + \frac{\theta_{as}}{\pi} \right) = \frac{30}{n} \left(1 + \frac{\theta_{as}}{\pi} \right) \quad (3.13)$$

La situazione schematica delle onde descritte è mostrata in figura:

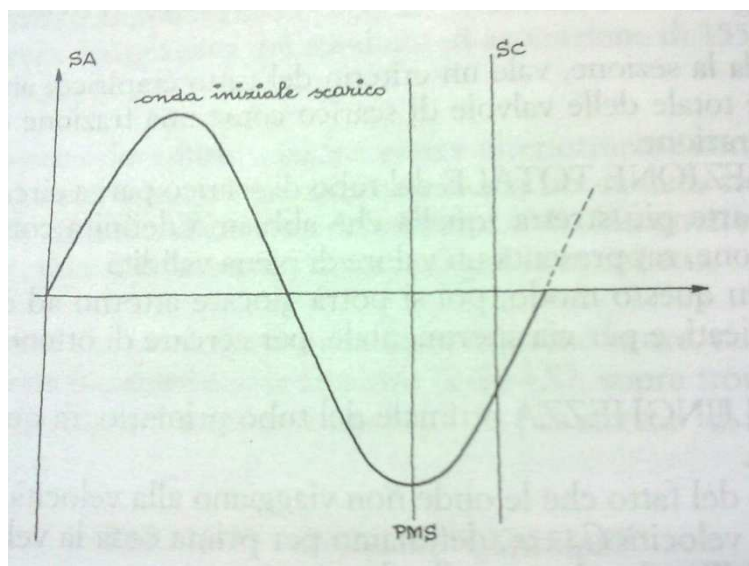


Figura 3.7 Onda ideale condotta scarico

Tra il picco e la valle di depressione ci sta evidentemente un'andata ed un ritorno dell'onda. Il quarto di onda compreso tra l'apertura della valvola ed il picco di sovrappressioni dura circa quanto un'andata, quindi il tempo totale tra l'apertura della valvola ed il ritorno della valle di depressione al punto morto superiore vale circa:

$$T_c = \frac{L}{c_{ss}+u_s} + \frac{L}{c_{ss}+u_s} + \frac{L}{c_{ss}-u_s} = \frac{L}{c_s} \frac{3 - \frac{u_{max}}{u} \frac{S T_s}{c_{ss} A_s T_a}}{1 - \left(\frac{u_{max}}{u} \frac{S T_s}{c_{ss} A_s T_a} \right)^2} \quad (3.14)$$

Dove il primo termine corrisponde al tempo di percorrenza di quarto d'onda.

Uguagliando le equazioni e risolvendo rispetto la lunghezza del tubo si ottiene rapidamente:

$$L_s = \frac{30 c_{ss}}{n} \left(1 + \frac{\theta_{as}}{\pi} \right) \frac{1 - \left(\frac{u_{max}}{u} \frac{S T_s}{c_{ss} A_s T_a} \right)^2}{3 - \frac{u_{max}}{u} \frac{S T_s}{c_{ss} A_s T_a}} \quad (3.15)$$

dove:

L_s : rappresenta la lunghezza ottimale del tubo, primario di scarico.

il rapporto tra $\frac{u_{max}}{u} \approx 1.62$.

La formula così sviluppata, però, fornisce lunghezze troppo corte, ciò appare sia dovuto al fatto che nel condotto di scarico le dissipazioni (cioè lo smorzamento delle onde) sono assai superiori rispetto all'aspirazione, e perciò li si utilizza un rapporto pari non più a 1,62 ma a 1.

Nell'utilizzo della formula, è bene ricordare infine che nel tubo di gas di scarico si raffredda sensibilmente: conviene usare per i calcoli una opportuna temperatura media anziché quella immediatamente a valle delle valvole di scarico.

Una regola semiempirica è che, per i tubi non coibentati, l'ordine di grandezza della caduta di temperatura è di 100 gradi ogni 20 diametri di tubo.

Dimensionato in questo modo il tubo in sede di progetto, bisogna poi passare a una ottimizzazione tramite software 1D.

Ora le principali grandezze del motore che sono state ricavate e si trasferiscono nel codice 1-D che verrà utilizzato per ottimizzarli. Il software commerciale che è stato utilizzato per questo lavoro è Gt-Power.

La simulazione monodimensionale

4.1 Introduzione alla simulazione monodimensionale nei motori

Per gli studi di impostazione, per la progettazione e, in generale, per l'analisi del funzionamento dei motori a combustione interna, riveste grande importanza una particolare tipologia di software definiti monodimensionali, che in maniera versatile ed efficace permettono la modellazione dell'intero sistema motore al fine di simularne il funzionamento, con una elevata velocità di esecuzione dei calcoli di simulazione, consentendo di ridurre il numero di costose e complesse prove sperimentali. Fra questi software, nello specifico campo dei motori endotermici alternativi, gli strumenti più diffusi sia a livello universitario che industriale, sono, senza dubbio, il codice GT-Power di Gamma Technologies ed il codice Wave di Ricardo Software, entrambi modelli di calcolo gasdinamico, che si propongono di risolvere le equazioni di bilancio della massa, della quantità di moto e dell'energia in funzione del tempo e dello spazio, mediando la soluzione di tali equazioni sull'asse del condotto, per mezzo di una formulazione monodimensionale alle differenze finite. Le equazioni citate, fondamentali per lo studio del moto dei fluidi, sono di seguito riportate.

Continuità:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{boundary} \dot{m} \quad (4.1)$$

Energia:

$$\frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{boundary} (\dot{m}H) + H A_s (T_{fluid} - T_{wall}) \quad (4.2)$$

Momento:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{boundary} (\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u| dx A}{2D} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u|\right) A}{dx} \quad (4.3)$$

Dove:

\dot{m} portata di massa dentro al volume, $A\rho v = m$ massa del volume ;

V volume ;

p pressione;

ρ densità;

A area (attraverso la sezione) ;

A_s area per il trasferimento di calore;

e energia interna totale per unità di massa;

H entalpia totale, $H = e + \frac{p}{\rho}$;

h coefficiente di trasferimento del calore;

T_{fluid} fluid temperature;

T_{wall} wall temperature;

u velocità sulla boundary;

C_f coefficiente attrito;

C_p coefficienti di perdita di pressione;

D diametro equivalente;

dx lunghezza di discretizzazione;

dp differenza di pressione che agisce sul dx .

4.2 Cenni sul metodo numerico di soluzione

Questa tipologia di codici opera una discretizzazione del dominio di calcolo (costituito dalla rete di volumi, condotti e giunzioni che modella il propulsore) in un certo numero di volumi di controllo, di ampiezza ΔV , per ciascuno dei quali vengono scritte le relative equazioni differenziali (4.1–3); ovviamente, quanto più fitta è tale discretizzazione, tanto maggiore risulta l'accuratezza dei risultati ottenuti. Solitamente il valore di ΔV viene definito in funzione del diametro del condotto e la sua variazione all'interno del modello deve essere graduale, in maniera da favorire la convergenza dei risultati. In generale, una volta definito ΔV , si mantiene costante il suo valore per tutti i condotti caratterizzati dalla stessa temperatura e dalle stesse condizioni di moto del fluido. Le equazioni sono quindi risolte in forma di differenze finite: il solutore si occupa infatti di integrare le equazioni differenziali sia nel tempo che nello spazio, trasformandole in un sistema di equazioni algebriche non lineari. Il codice è in grado di risolvere sia problemi stazionari che problemi non stazionari,

mentre le variabili fondamentali di cui si cerca la soluzione sono la densità, la portata in massa e l'energia interna del sistema: in particolare, le quantità scalari primarie (densità, energia interna) e secondarie (temperatura, pressione, entalpia totale) sono calcolate nei centri delle celle, quelle vettoriali primarie (come la portata in massa) e secondarie (quali la velocità) ai confini delle celle stesse. In conseguenza a ciò, le equazioni scalari di conservazione della massa e dell'energia sono risolte per ciascuno dei volumi elementari in cui si è suddiviso il dominio di calcolo, mentre l'equazione vettoriale di conservazione della quantità di moto è risolta solamente ai confini dei volumi stessi.

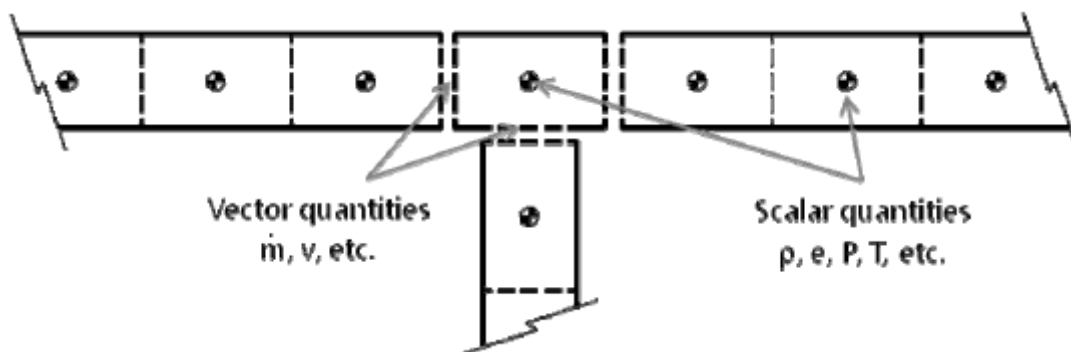


Figura 4.1 Schema di approccio: scalari calcolati nel centroide, quantità vettoriali nell'interfacce

Una tecnica d'integrazione comunemente utilizzata è detta *time marching*: partendo dalle condizioni iniziali imposte dall'utente, si realizza un transitorio numerico, privo di ogni significato fisico, che in una serie di intervalli temporali successivi converge, almeno teoricamente, all'effettiva soluzione stazionaria. Questo tipo di approccio richiede una discretizzazione temporale del sistema attraverso la definizione di un passo temporale che consenta di ricavare la soluzione corrispondente ad un dato istante ($t+\Delta t$) partendo da quella nota all'istante precedente (t). Affinché la soluzione ottenuta da una simulazione numerica abbia significato fisico, è necessario che il dominio numerico del tempo sia contenuto all'interno di quello reale. Se questo non accade, la soluzione viene calcolata in un istante, in cui le informazioni non sono ancora fisicamente giunte nel punto spaziale considerato. Per questo motivo il passo temporale deve essere più piccolo o, al limite, uguale al tempo necessario alle informazioni per propagarsi attraverso ciascun volume discreto. In particolare, la condizione limite, che prende il nome di condizione di Courant, determina il valore massimo di Δt nel modo seguente:

$$\Delta t \leq 0.8 \cdot \frac{\Delta x}{|u|+c} \quad (4.4)$$

nella quale il termine al denominatore rappresenta la velocità con cui si trasmettono le informazioni all'interno del sistema, data dalla somma della velocità del fluido (u) e della velocità del suono (c). Come accennato, il solutore si occupa di integrare le equazioni differenziali sia nel tempo che nello spazio, trasformandole in equazioni algebriche. Si ottiene così un sistema di equazioni algebriche non lineari del tipo:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + [A(u)] \cdot \{u\} = \{T_n\} \quad (4.5)$$

in cui:

$[A(u)]$ è la matrice che dipende dalle caratteristiche geometriche e dalle incognite;

$\{u\}$ è il vettore delle incognite;

$\{T_n\}$ è il vettore dei termini noti;

$\frac{\partial u}{\partial t}$ rappresenta la fluttuazione non stazionaria introdotta dal time marching.

Partendo da condizioni iniziali note si determina il valore della fluttuazione, detta anche residuo. Il processo di calcolo prosegue quindi in maniera iterativa fino a quando la differenza tra la soluzione al passo ($n+1$) e quella al passo (n) non risulta minore di un certo valore, ossia fino a quando il residuo non è sufficientemente piccolo. Il modello viene inizializzato con condizioni al contorno specificate in un opportuno file di input; in seguito, il solutore prosegue integrando nel tempo le equazioni di conservazione fino a raggiungere il numero massimo di cicli o il tempo massimo d'integrazione che sono stati fissati, oppure, fino a quando sono soddisfatti contemporaneamente tutti i criteri di convergenza fissati dall'utente.

Giungere a convergenza significa trovarsi nella condizione nella quale il flusso raggiunge un regime stazionario in cui tutte le variabili termodinamiche assumono un valore costante nel tempo. Se questa condizione non viene raggiunta entro il massimo numero di cicli imposti, il codice interrompe la simulazione e segnala in output il mancato raggiungimento della convergenza. Tutti i dati forniti dal solutore durante la simulazione vengono raccolti all'interno di opportuni file di output, unitamente a tutte le grandezze termofluidodinamiche calcolate, mentre ciascuna sessione di calcolo tipicamente è costituita da una sequenza di casi che si differenziano tra loro per i valori assegnati ai parametri geometrici o di funzionamento che caratterizzano un dato modello.

Risulta opportuno specificare che nei software di tipo monodimensionale le variabili del modello dipendono soltanto dalla coordinata assiale e dal tempo. Questo fatto, come già accennato, implica

una maggiore rapidità di calcolo, che rende questa tipologia di codici molto competitiva in tutti quei problemi in cui non interessa indagare in dettaglio sulla geometria specifica del sistema: un software monodimensionale non è adatto per studiare, ad esempio, l'influenza della geometria di una sezione di passaggio sul flusso che la attraversa, mentre sono facilmente calcolabili le pressioni e le portate puntuali del flusso all'uscita.

Le proprietà termodinamiche dei fluidi sono basate sull'equazione dei gas perfetti per le miscele aria/benzina, per combustibili composti da carbonio, idrogeno, ossigeno ed azoto.

La soluzione numerica del problema permette quindi di analizzare la dinamica delle onde di pressione, i flussi di massa e le perdite di energia del fluido nel sistema; il propulsore viene infatti schematizzato come un circuito in cui l'aria entra, attraversa condotti, giunzioni e volumi, e poi esce. Tale schematizzazione del sistema è possibile sfruttando gli oggetti contenuti nelle diverse librerie di modellazione dei software, che costituiscono appunto i blocchi di base per creare il modello, e richiedono una serie di dati di input che li caratterizzino. Tra questi oggetti, i volumi sono considerati elementi zero-dimensionali: al loro interno non si registrano variazioni di pressione, di velocità o di temperatura, in quanto sono idealmente rappresentati solamente da un punto. Altri elementi zero-dimensionali sono, ad esempio, i cilindri, la turbina e il compressore. Analogamente a quanto avviene in un software per analisi tridimensionali, dunque, la fase di modellazione avviene sfruttando un pre-processore opportuno, che fornisce all'utente l'interfaccia grafica per la costruzione del modello. Il programma si compone quindi di tre ambienti: oltre al pre-processore, sono presenti il solutore vero e proprio, che risolve numericamente le equazioni citate, ed un postprocessore, che permette di visualizzare i risultati in grafici, immagini e tabelle.

4.3 Costruzione del modello

Si è partiti a generare il modello monodimensionale dal gruppo di aspirazione fornito dall'azienda del quale si avevano sia il modello cad 3d sia il modello fisico, che mi ha permesso di rilevare con precisione le dimensioni.

Si è partiti dalla misurazione dello snorkel mostrato in figura:

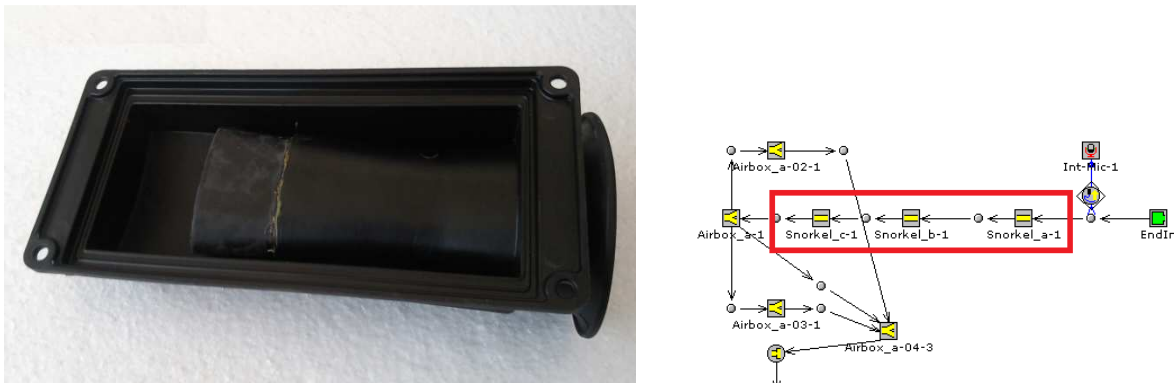
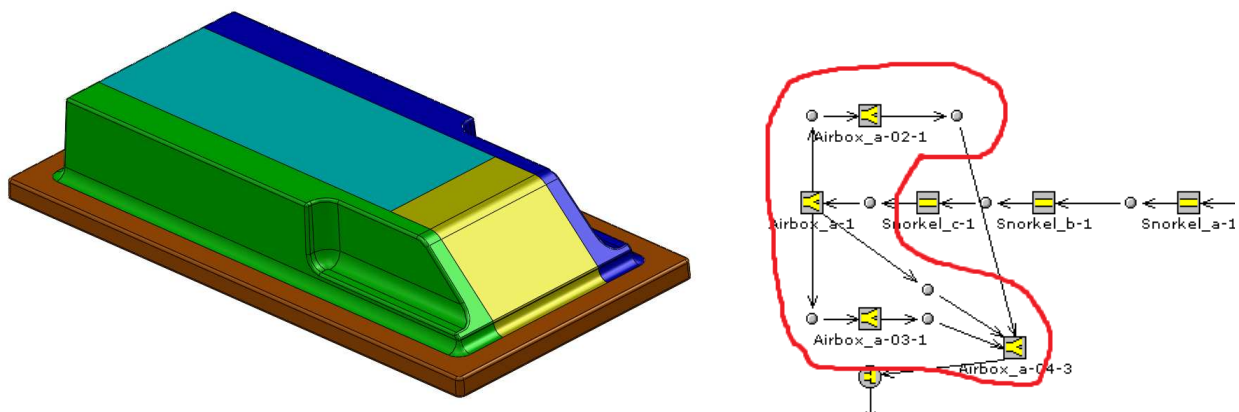


Figura 4.2 Snorkel e modellazione snorkel 1D

Si è poi passati a modellare l'airbox: questo è composto da due ambienti, uno che chiameremo superiore dove sbocca lo snorkel, il filtro di aspirazione ed infine un ambiente inferiore, che chiameremo plenum.

Per fare una modellazione più simile alla realtà, si è scelto di andare a suddividere il volume superiore in quattro sottovolumi: una la zona gialla, è quella in cui sbocca lo snorkel, due parti laterali ed infine una parte inferiore, che è quella che sarà a contatto con il filtro, la parte azzurra non è stata considerata in quanto il volume presente è molto ridotto come si può notare dall'immagine 4.2



La simulazione monodimensionale

Figura 4.3 Suddivisione volume superiore airbox e modellazione 1D

Si è poi passati a modellare il filtro che rappresenta una leggera strozzatura.

Si è infine passati alla suddivisione del plenum in 5 zone, come si può vedere nella figura sottostante:

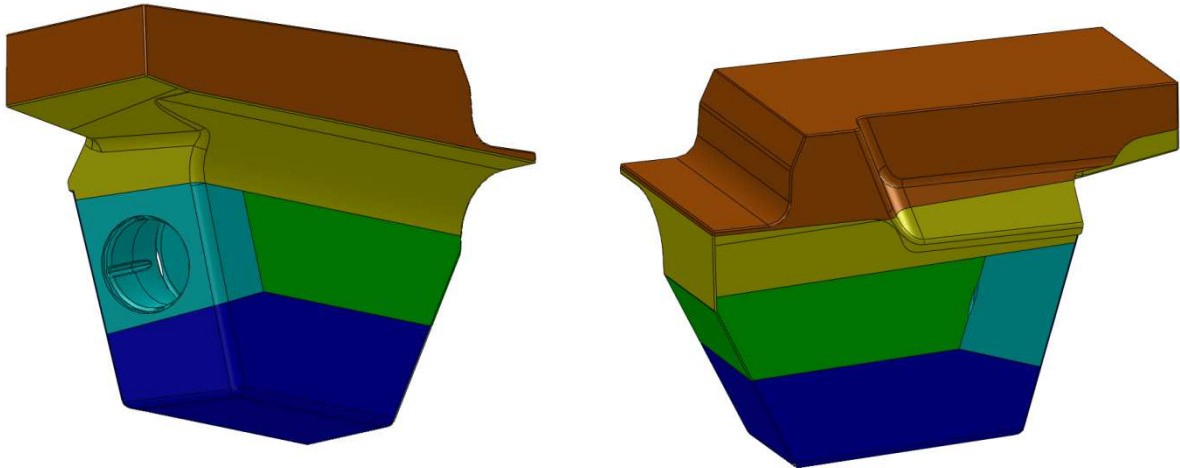


Figura 4.4 Suddivisione plenum

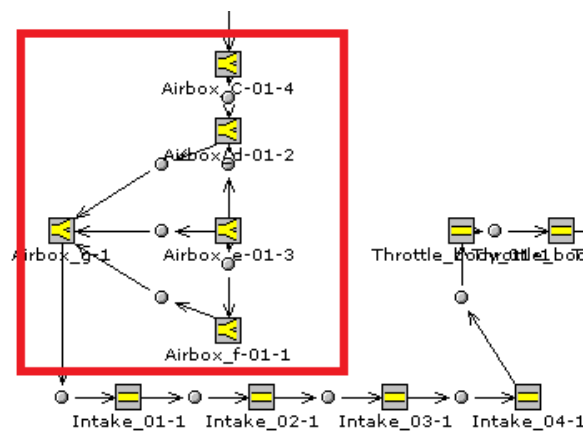


Figura 4.5 Modellazione plenum

Si è poi andati ad inserire una prima ipotesi di trombeta e condotto di aspirazione, che sono state ricavate dal calcolo precedentemente fatti.

Si è iniziato già ad introdurre qualche prima integrazione ai dati trovati, come ad, esempio, introducendo una forma più reale del corpo farfallato con tutte le conicità interne. Di questo componente infatti si aveva a disposizione sia il Cad-3d che il pezzo fisico.



Figura 4.6 Corpo farfallato

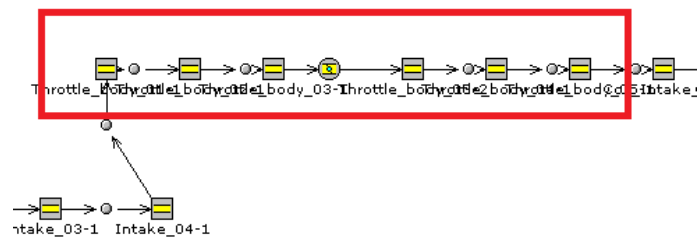


Figura 4.7 Modellazione corpo farfallato

Per modellare opportunamente il corpo farfallato, sono stati fatti anche calcoli CFD come si mostrerà nei capitoli successivi andando a ricavarsi il coefficiente di efflusso alle varie aperture della farfalla, anche se il valore che serve per il calcolo al momento è solo quello ad apertura massima.

Infine per quando riguarda l'impianto di aspirazione, si è andato a riprodurre i condotti ricavati dall'analisi preliminare descritta nel capitolo precedente, andando a suddividere il condotto in due condotti di ugual sezione all'interno della testata, fino ad arrivare al gruppo valvole di aspirazione, queste poi collegate al cilindro.

Si è andato a modellare l'impianto di scarico, come già descritto precedentemente, la richiesta del cliente è quella di avere una prima versione del motore con un impianto di scarico doppio ed una versione con il singolo impianto di scarico. Dimentichiamo, in questo momento, della seconda versione del motore, concentrandoci sulla prima versione.

Si è andato ad inserire una prima ipotesi di impianto di scarico così composto:

1. Condotto scarico (testa)
2. Tubo primario
3. Catalizzatore
4. Polmone di scarico
5. Due tubi secondari di scarico
6. Doppio silenziatore a due camere

Il cliente ci ha fornito una prima bozza con gli ingombri di massima che l'impianto di scarico doveva rispettare. Si è andato a modellare il silenziatore come un ambiente composto da due camere, in un secondo momento ottimizzato dal punto di vista acustico.

Qui sotto si può vedere l'impianto di scarico ottimizzato.

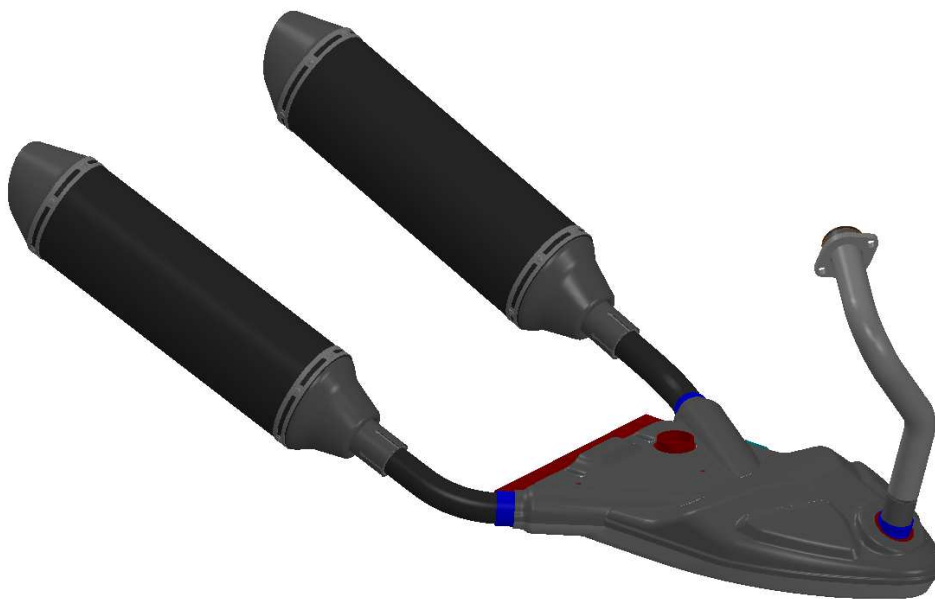


Figura 4.8 Impianto di scarico ottimizzato

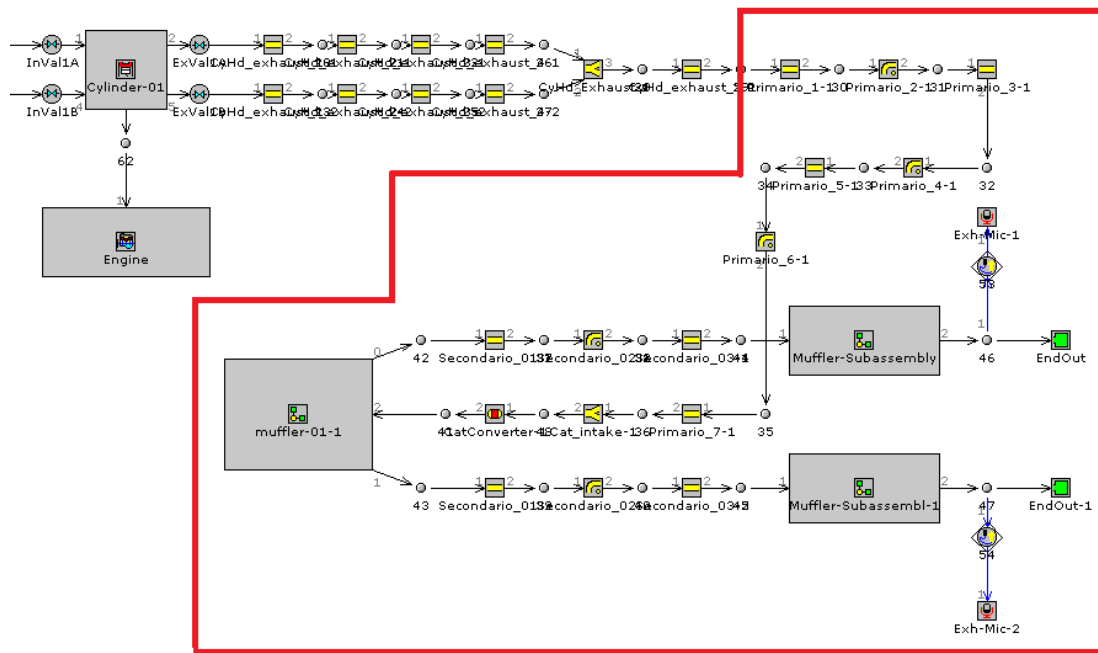


Figura 4.9 Modellazione impianto di scarico

Per quanto riguarda il motore, si sono inseriti i parametri principali quali l'alesaggio, la corsa, la lunghezza della biella, il rapporto di compressione scelto, ed infine il pin offset, andando anche a definire i parametri di combustione e di attrito utilizzando dati già utilizzati per altri motori con caratteristiche simili, in modo da diminuire l'errore durante la costruzione del modello di un motore nuovo .

E' stato necessario, inoltre, definire i coefficienti di efflusso per le valvole di aspirazione e scarico; di questo, però, si tratterà più approfonditamente nel capitolo successivo, in quanto si è andato a lavorare molto sulla forma del condotto di aspirazione, cercando un buon compromesso tra penetrazione del condotto stesso e la generazione di un moto di tumble per migliorare la combustione in camera di combustione.

Si è poi passati ad una prima definizione delle alzate valvola, utilizzando due alzate base, che poi sono state ottimizzate in un secondo momento.

Vengono mostrate, in figura, i modelli ottimizzati del motore.

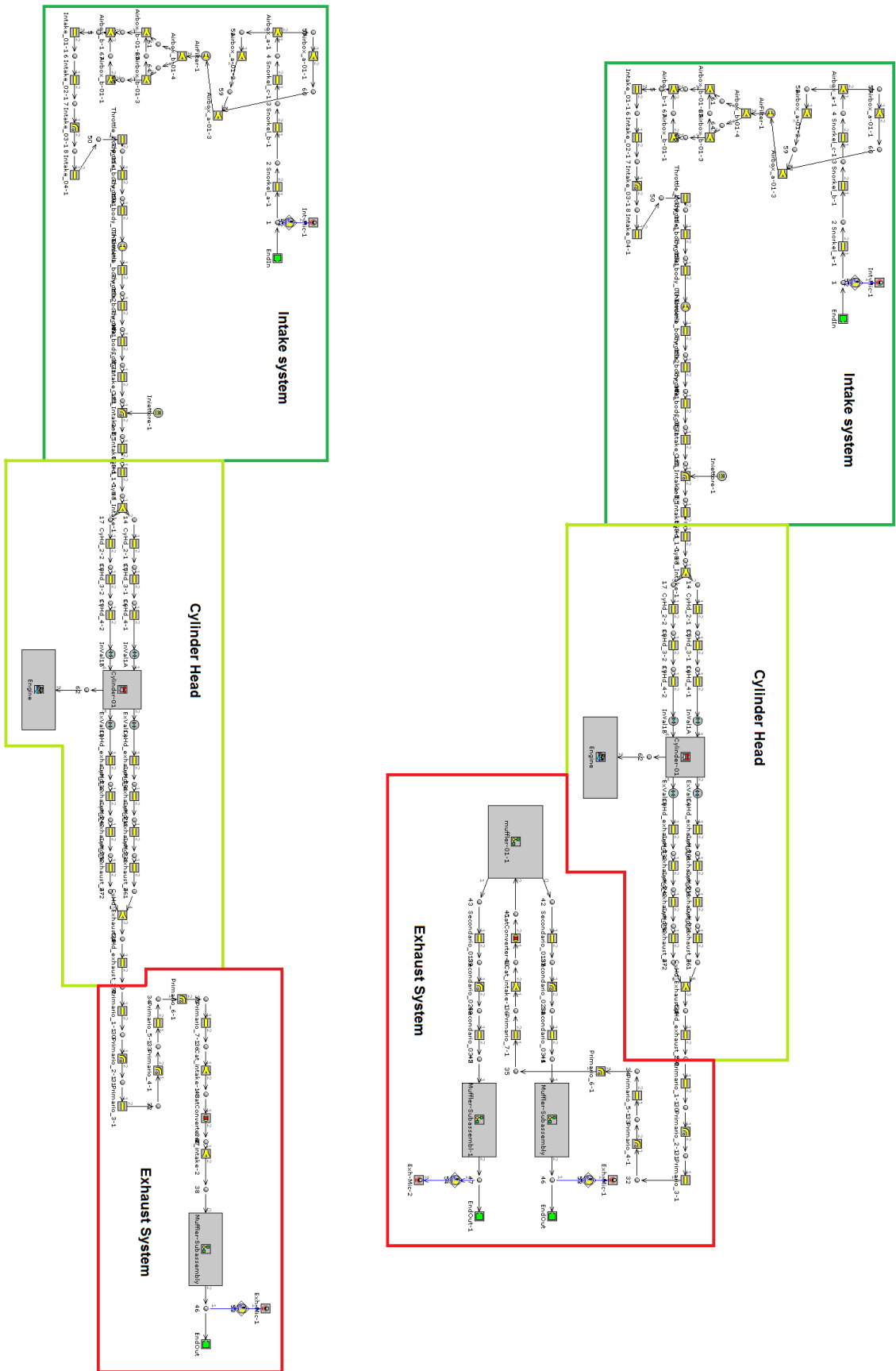


Figura 4.10 In alto il modello 1D motore versione STD, in basso la versione EVO

Come si nota dalle due immagini dei modelli 1-D, di primo acchito non si notano grosse differenze se non per quanto riguarda l'impianto di scarico. Infatti per lo sviluppo di questa seconda versione del motore denominata EVO, si è andati a lavorare su poche cose perché vi erano, come si ricorda diversi "paletti" costruttivi da rispettare, come, ad esempio, l'impiego dello stesso gruppo molle, già utilizzato anche per la versione Std del motore. Si è potuto infatti lavorare solamente sulle leggi di alzata delle valvole di aspirazione e scarico e sulle lunghezze del tubo primario dell'impianto di scarico. Per avere un incremento di potenza, si è cambiato il regime massimo di funzionamento del motore passando dagli 8000 RPM del motore Std ai 9000 RPM della versione EVO.

Una parte molto delicata dello studio del motore, è stata lo studio delle leggi di alzata delle valvole di aspirazione e scarico questa è stato fatto utilizzando un software sviluppato in azienda che mi ha permesso di tenere sotto controllo alcuni parametri importanti come la legge di alzata, di velocità e di accelerazione delle valvole.

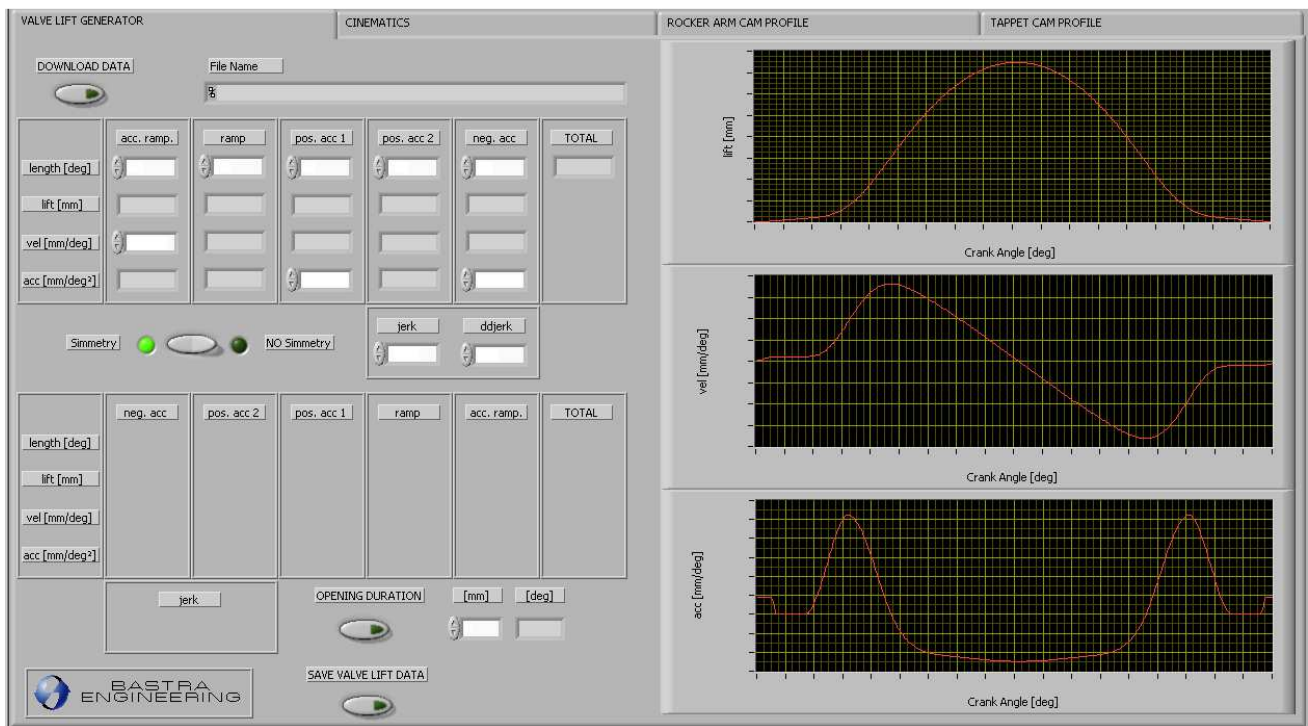


Figura 4.11 Software dimensionamento leggi alzata valvole

Nel dimensionamento delle molle di aspirazione, si è dovuto tenere presente delle masse in movimento presenti del treno valvola:

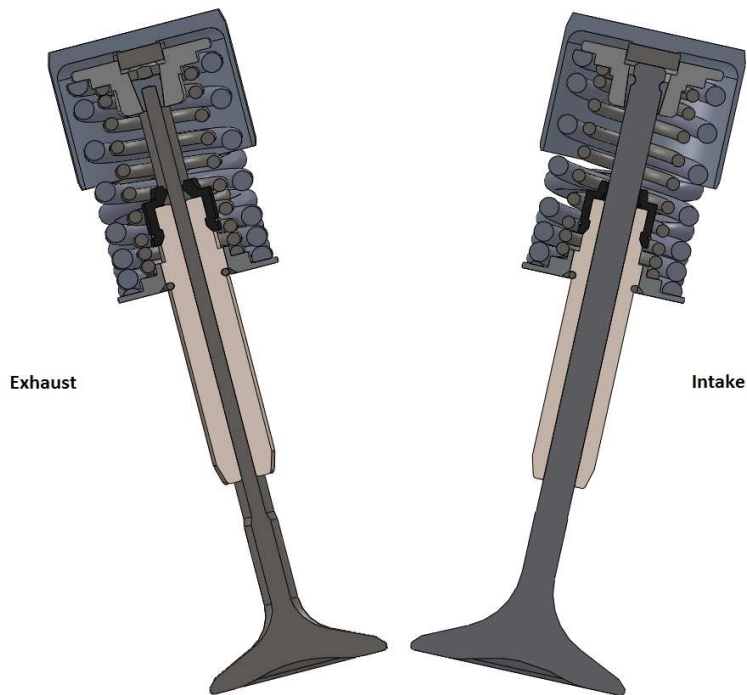


Figura 4.12 Treno valvola di aspirazione e scarico

Come si può notare viene utilizzato sia per l'impianto di aspirazione che per l'impianto di scarico lo stesso treno valvola (ad eccezione naturalmente della valvola e della pastiglia calibrata) che è composto da:

1. Valvola
2. Molla interna
3. Molla esterna
4. Spring retainer down
5. Spring retainer up
6. N.2 semiconi per valvola
7. Bicchierino
8. Pastiglia calibrata

Solo però una parte di questi elementi è in movimento e quindi da considerare nel calcolo. Visto che viene utilizzato lo stesso treno valvole sia per quanto riguarda l'aspirazione che lo scarico, ci si è messi nella posizione più critica quella dove le masse delle parti in movimento e le accelerazioni

sono più gravose, cioè si è dimensionato il treno valvole rispetto alla valvola di aspirazione nella versione Evo, che è anche quella che ha accelerazioni più elevate. Come appena detto, non tutte le masse sono in movimento ed entrano a far del calcolo; quelle dunque che bisogna considerare sono:

1. Valvola
2. Parte in movimento della molla esterna
3. Parte in movimento della molla interna
4. Spring retainer up
5. N.2 semiconi
6. Bicchierino
7. Pastiglia calibrata

Per la corretta determinazione delle forze, si è utilizzato lo stesso software già utilizzato per il dimensionamento delle leggi di alzate della valvole. Sono state considerate le forze di inerzia, le forze della camma e le forze dovute alle molle. Queste ultime sono state introdotte andando a mettere i parametri di rigidezza della molla e il precarico che questa ha. Vi è poi stato un maggioramento della forza trovata, utilizzando un coefficiente di sicurezza sulla forza realmente esercitata in modo tale da evitare problemi di sfarfallamento, che potrebbero presentarsi, ad esempio, in caso di fuori giri dovuto a violente scalate.

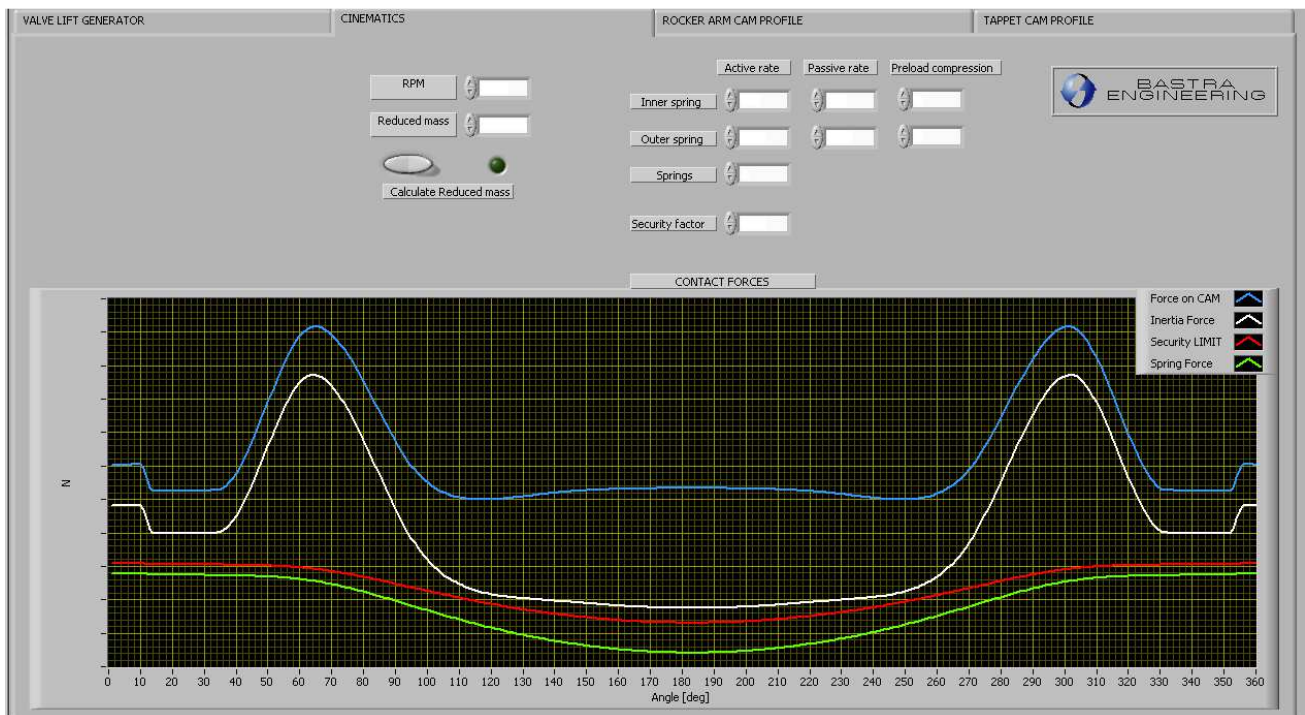


Figura 4.13 Immagine software pagina verifica molle

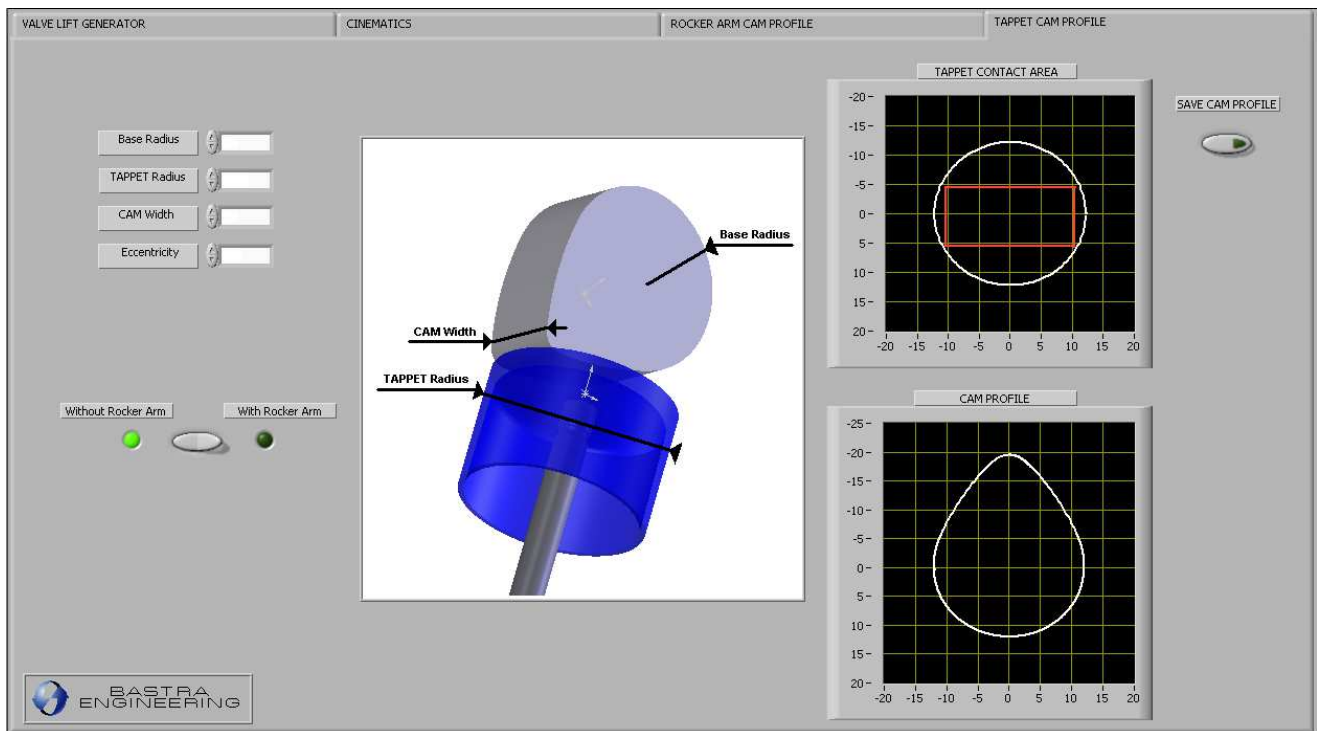


Figura 4.14 Immagine software pagina verifica bicchierino

Si è poi andati a verificare che la dimensione del bicchierino ipotizzato in precedenza (per ipotizzare una massa) sia abbastanza elevata per far lavorare il bicchierino per tutta la sua escursione.

Qui di seguito vi è un confronto tra le diverse alzate ottimizzate delle due versioni del motore.

Legge alzata valvole

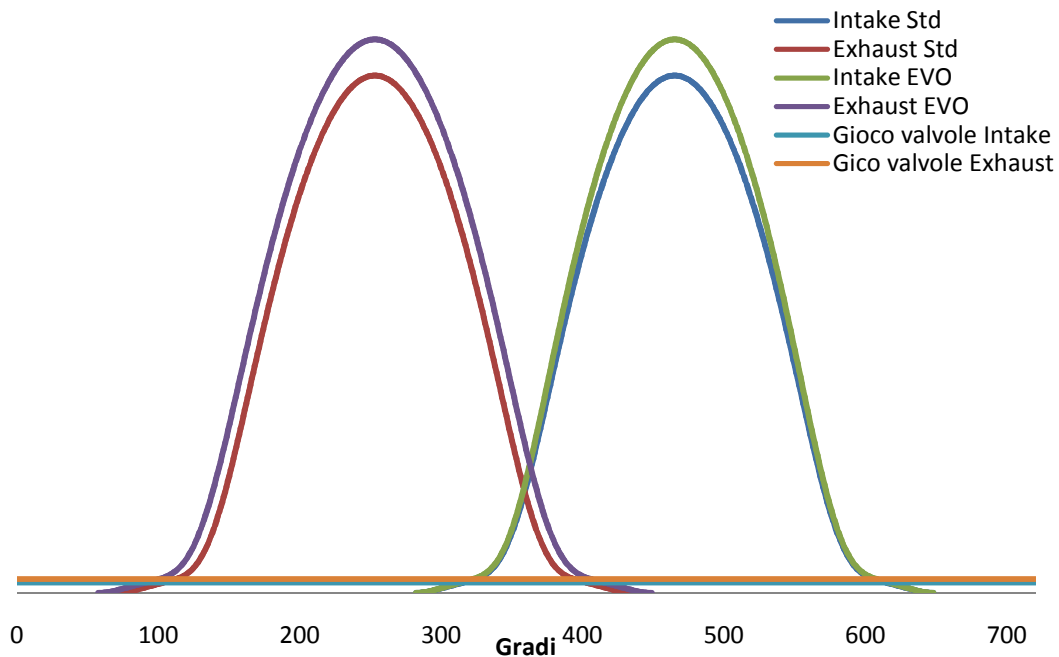


Figura 4.15 Leggi alzate aspirazione e scarico Std ed EVO

Nel dimensionamento delle leggi di alzate, si è anche dovuto tenere presente della presenza del pistone; che al punto morto, durante l'incrocio (fase nella quale si hanno entrambe le valvole aperte ed il pistone è prossimo al PMS) per evitare la collisione tra il pistone e le valvole è stato necessario praticare nicchie di diversa profondità nei due lati (aspirazione e scarico) del pistone. Tutto ciò si è fatto costruendo un foglio excel nel quale sono stati inseriti la posizione del pistone, lo squish, le leggi di alzate di aspirazione e scarico, dei giochi valvola di aspirazione e scarico e delle inclinazioni delle valvole rispetto alla verticale ed infine la profondità delle nicchie da praticare sul pistone.

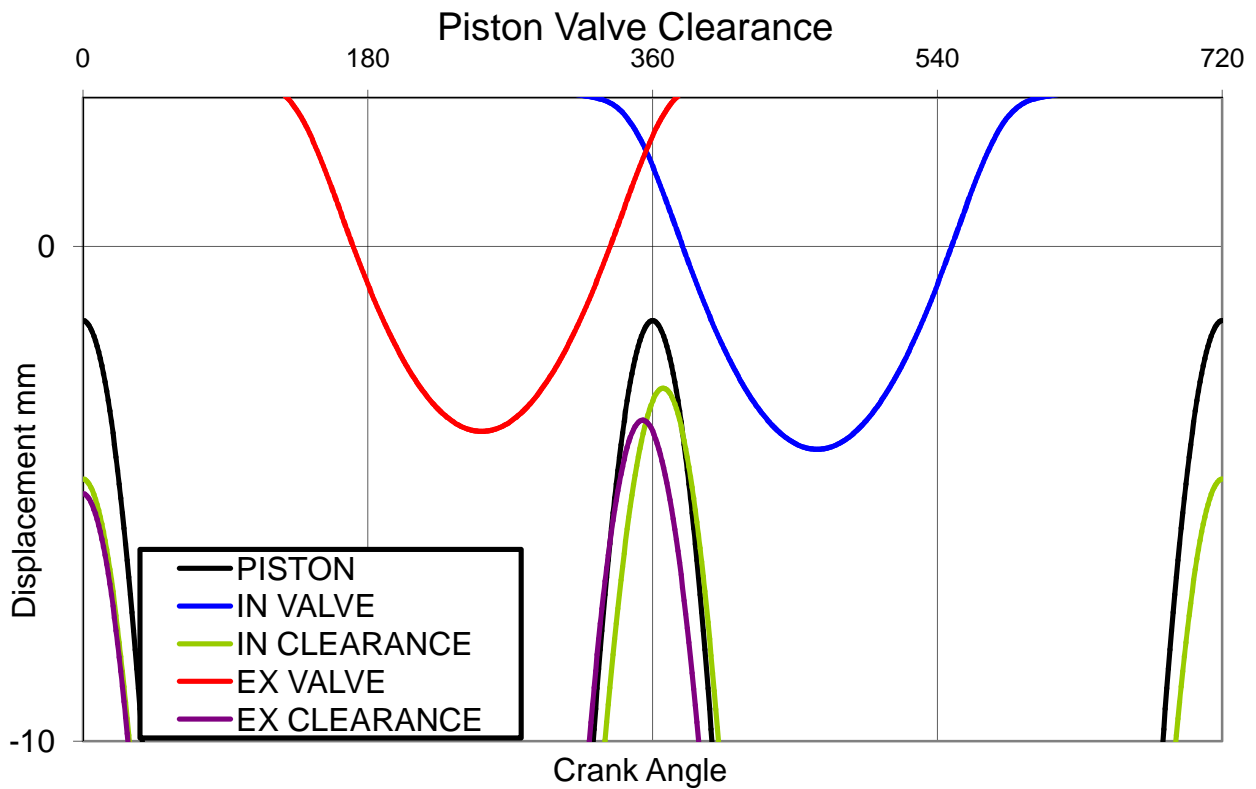


Figura 4.16 Gioco tra valvole aspirazione scarico - pistone

Si può vedere nella figura 4.15 si le due leggi di alzate aspirazione e scarico (in blu e rosso) normalizzate con l'angolo di inclinazione valvole, mentre in verde e viola si può notare il gioco che c'è tra le nicchie praticate sul pistone e le valvole ed infine in nero c'è la distanza del pistone dal piano di testa, la distanza minima compresa tra lo 0 che è appunto il piatto inferiore della testa ed il pistone equivale allo squish.

Nella figura sottostante invece si può notare la presenza nel cielo del pistone delle nicchie praticate per evitare la collisione come appena spiegato.



Figura 4.17 Nicchie pistone Modello Cad - Modello reale

Si mostrano qui di seguito alcuni dei principali risultati ottenuti dai modelli 1-D delle due versioni del motore.

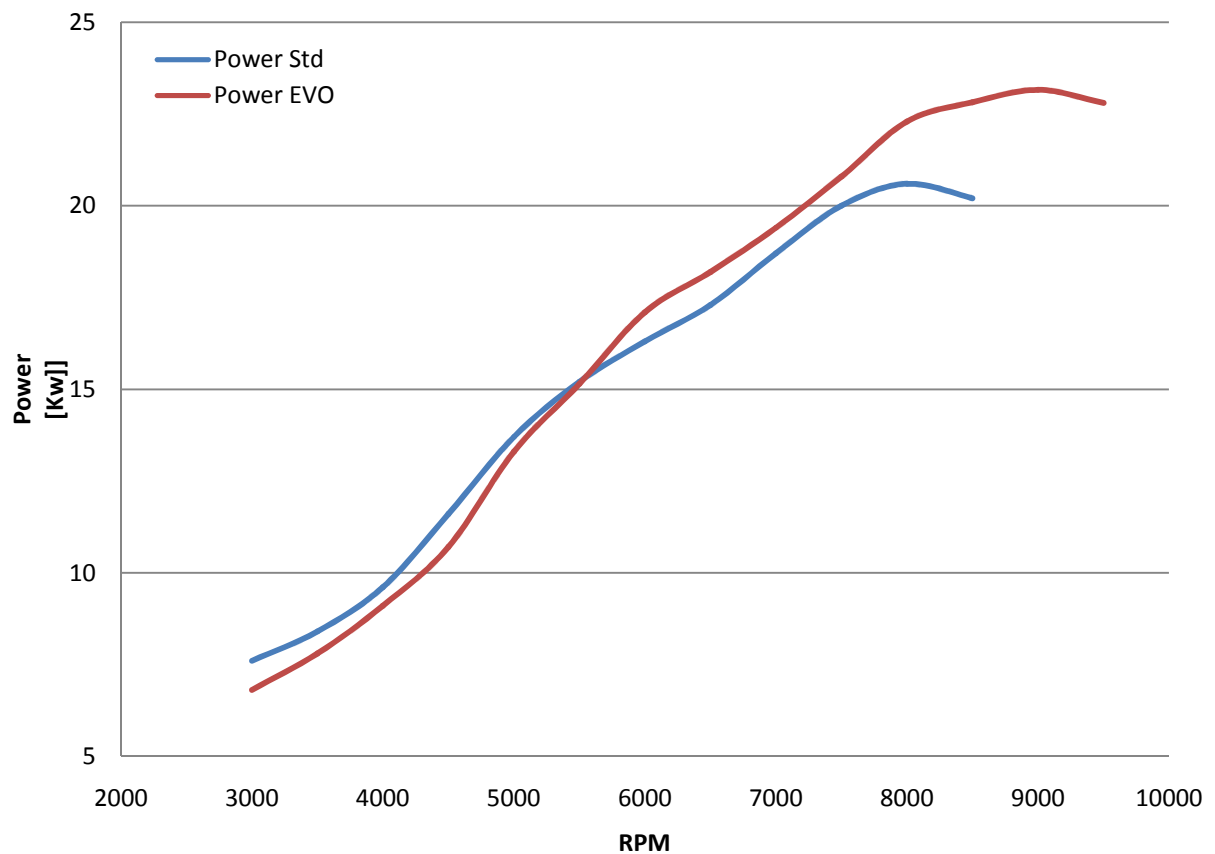


Figura 4.18 Curve di potenza Motore Std ed EVO

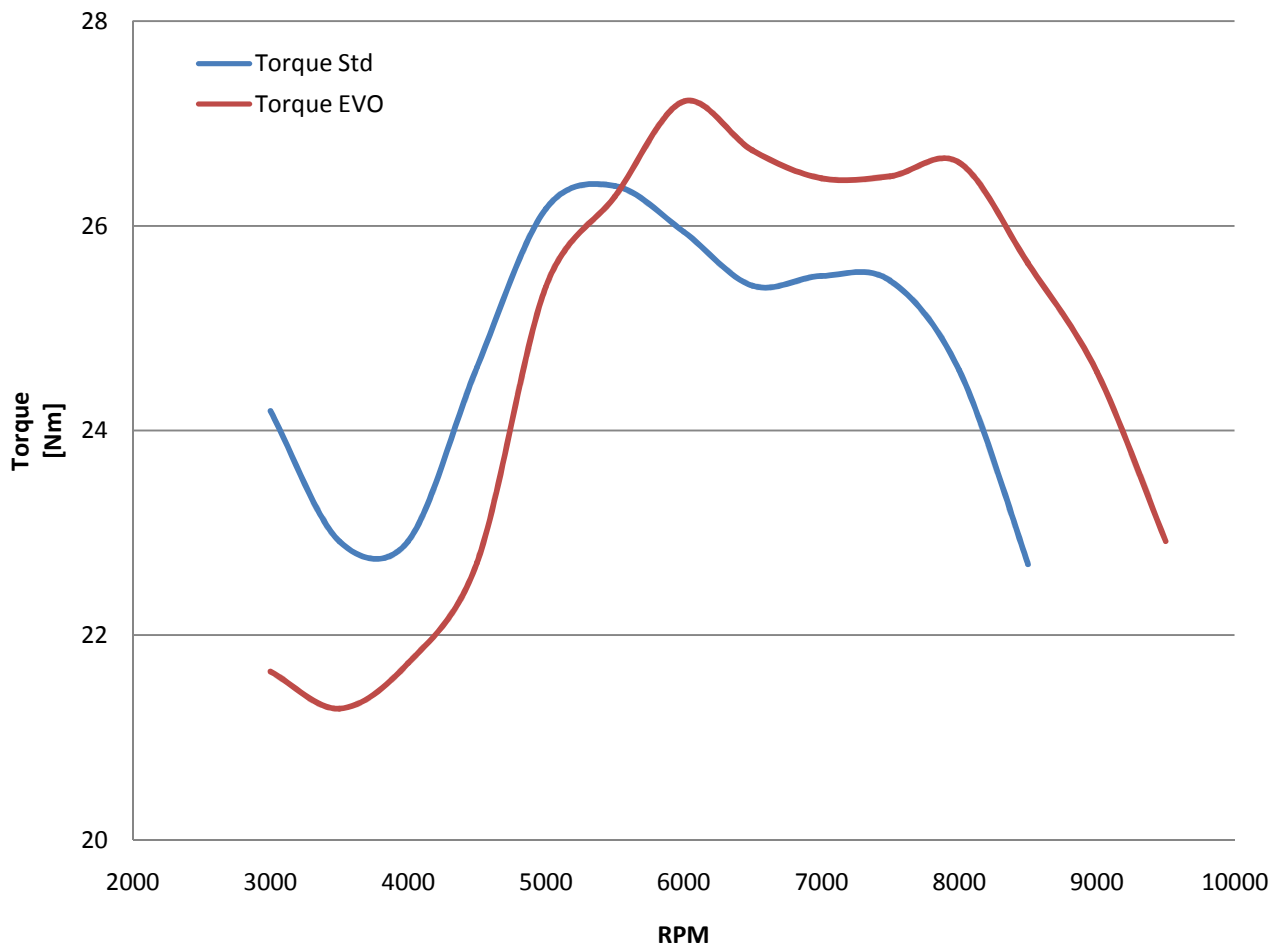


Figura 4.19 Curve di coppia Motore Std ed EVO

In fase di progetto si è cercato di tenere un target più elevato di quello imposto dal cliente dal punto di vista prestazionale per evitare che nel caso di modello un non corretto si abbiano sottostime in fase di realizzazione e messa a punto del motore. Infatti si sono supposte diverse cose per la costruzione del modello fra cui gli attriti e la combustione, andando a utilizzare quelli di modelli di motore simili già sviluppati in precedenza.

Sarebbe più facile sviluppare un motore già realizzato in quanto nella costruzione del modello e nella sua calibrazione si avrebbero dati sperimentali noti su cui basarsi, in questo caso non si è in possesso di nulla in quanto è un progetto nuovo.

Determinazione dei coefficienti di efflusso

5.1 Il corpo farfallato

Il calcolo della portata attraverso il corpo farfallato è stato fatto mediante il codice CFD commerciale (Star-CCM+), che mi ha permesso di quantificare le perdite che sono presenti nell'attraversamento della farfalla e quindi di utilizzare questi dati nel codice 1-D per avere una previsione più corretta del modello motore.

Vediamo come viene definito questo coefficiente di efflusso. Il calcolo della portate attraverso il corpo farfallato viene realizzato a partire dall'equazione del moto dei fluidi.

Innanzitutto bisogna stabilire, nel caso generale, la direzione del flusso principale che attraverserà il corpo farfallato. In modo da definire le condizione al contorno degli ambienti a monte e a valle. Solitamente il flusso che attraversa il corpo farfallato avrà sempre la stessa direzione di attraversamento perché è raro che questi cambi direzione, mentre sulle valvole è più facile che succeda come si vedrà in seguito; non si effettuano calcoli anche in direzione opposta ma si assumono per semplicità gli stessi coefficienti.

Si suppone che avvenga una trasformazione isoentropica del fluido dall'ambiente a monte a quello a valle, considerando che le condizioni di flusso siano stazionarie. L'equazione della portata sarà per tanto data dalla seguente espressione:

$$\dot{m} = A\rho c \quad (5.1)$$

Dove:

A è l'area di passaggio

ρ è la densità

c è la velocità del fluido.

Bisogna però in realtà distinguere tra l'area di passaggio geometrica e l'area efficace (che è quella relativa alla sezione di gola) in quanto in realtà la portata in massa è data dall'espressione:

$$\dot{m} = A_{eff}\rho_g c_g \quad (5.2)$$

A questo punto si consideri la seguente figura rappresentante uno schema della parte iniziale del collettore di aspirazione contenente la farfalla:

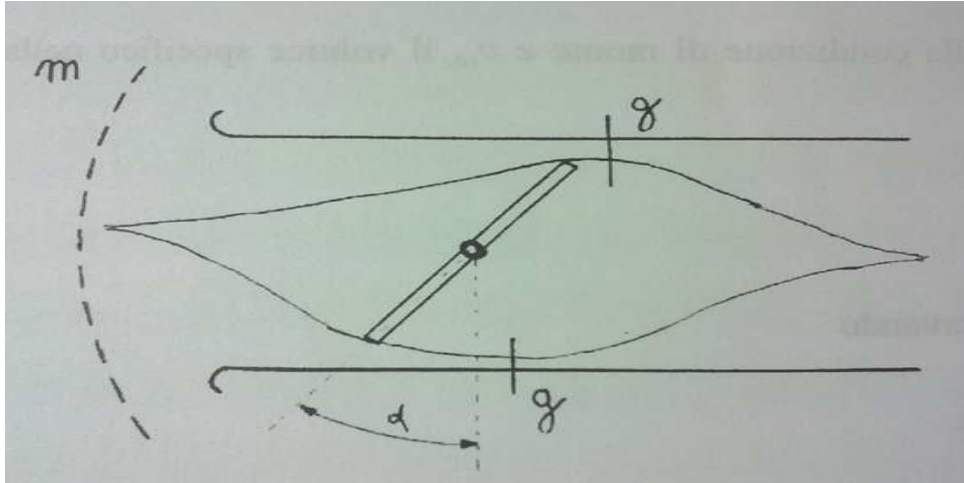


Figura 5.1 Schema corpo farfallato

Utilizzando l'equazione del moto dei fluidi:

$$cdc + gdz + \frac{dp}{\rho} + dR + dL = 0 \quad (5.3)$$

integrandola tra la sezione di monte (m) e gola (g), otteniamo l'equazione:

$$\int_m^g cdc + \int_m^g gdz + \int_m^g \frac{dp}{\rho} + \int_m^g dR + \int_m^g dL = 0 \quad (5.4)$$

Dato che il lavoro è nullo poichè il fluido non "sposta" nessuna parete, trascurando le perdite, e dato che la variazione di quota è pressochè nulla, si possono eliminare il 2°, 4° ed il 5° termine dall'equazione.

A questo punto non è possibile portare fuori ρ dal segno di integrazione dato che essa dipende dalla pressione; pertanto si procede nel seguente modo: supponiamo di considerare una trasformazione isentropica (adiabatica reversibile) tale per cui vale la relazione seguente:

$$pv^\gamma = cost \quad (5.5)$$

Dove:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

v è il volume specifico

Possiamo pertanto scrivere:

$$pv^\gamma = p_m v_m^\gamma \quad (5.6)$$

Dove:

p_m è la pressione nella condizione di monte

v_m è il volume specifico nella condizione di monte

da cui:

$$\frac{p}{\rho^\gamma} = \frac{p_m}{\rho_m^\gamma} \quad (5.7)$$

Si può esplicitare ρ ricavando:

$$\rho = \rho_m \left(\frac{p}{p_m} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (5.8)$$

Che sostituita nell'equazione (5.4) e considerando che $c_m=0$ e risolvendo, porta all'equazione:

$$\frac{c_g^2}{2} + \frac{p_m^{\frac{1}{\gamma}}}{\rho_m} \left[\frac{p^{1-\frac{1}{\gamma}}}{1-\frac{1}{\gamma}} \right]_m = 0 \quad (5.9)$$

Dato che $c_{eff} = c_g$ si ha:

$$\frac{c_{eff}^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_m}{\rho_m} \left[1 - \left(\frac{p_g}{p_m} \right)^{1-\frac{1}{\gamma}} \right] \quad (5.10)$$

Si può quindi ricavare c_{eff} :

$$c_{eff} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{p_m}{\rho_m} \left[1 - \left(\frac{p_g}{p_m} \right)^{1-\frac{1}{\gamma}} \right]} \quad (5.11)$$

Ricordando l'equazione 5.2 e 5.8 e considerando che $\rho = \rho_{eff} = \rho_m \left(\frac{p_{eff}}{p_m} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$ si ha:

$$\dot{m} = A_{eff} \rho_m \left(\frac{p_{eff}}{p_m} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{p_m}{\rho_m} \left[1 - \left(\frac{p_g}{p_m} \right)^{1-\frac{1}{\gamma}} \right]} \quad (5.12)$$

A questo punto l'area effettiva A_{eff} la si può pensare come prodotto tra l'area di passaggio geometrica e un coefficiente di contrazione che chiameremo β (che sarebbe il nostro coefficiente di efflusso) (in realtà questo coefficiente ha anche al suo interno un'incertezza dovuta al fatto che si approssima la pressione di gola con quella di valle).

$$\beta = \frac{A_{eff}}{A_{geom}} \quad (5.13)$$

Il coefficiente β è dipendente dall'angolo di apertura della farfalla e quindi è variabile. Dal codice CFD posso misurare senza problemi la portata massica e la densità dell'ambiente a monte; questo mi permette di calcolare l'Area efficace e quindi di trovare il coefficiente di efflusso per le varie aperture della farfalla.

$$A_{eff} = \frac{\dot{m}}{\rho_m \left(\frac{p_{eff}}{p_m}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2 \gamma p_m}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_g}{p_m}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}\right]}} \quad (5.14)$$

La relazione (5.12) non applicabile in tutto il campo dei rapporti $\frac{p_{valle}}{p_{monte}}$ in quanto per valori di questo rapporto inferiori a 0.528 (rapporto critico) si entra nel campo del blocco sonico, e pertanto la portata rimane bloccata al valore assunto per $\frac{p_{valle}}{p_{monte}} = 0.528$ ottenendo un andamento qualitativo della portata in funzione di $\frac{p_{valle}}{p_{monte}}$ come quello mostrato nella figura sottostante.

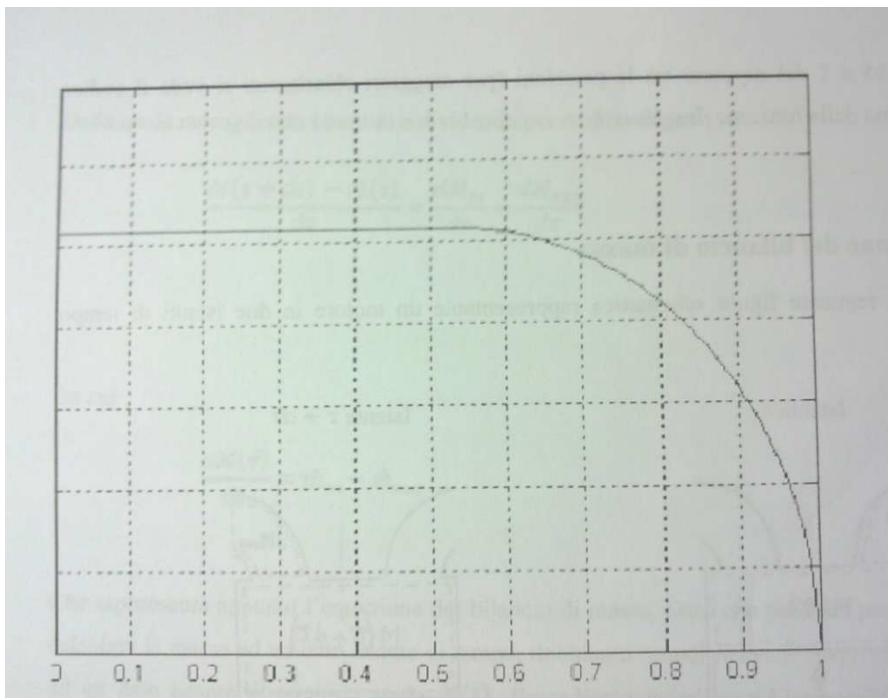


Figura 5.2 Andamento portata in funzione del rapporto di pressioni

L'andamento del coefficiente β in funzione dell'angolo di apertura della farfalla trovato sperimentalmente è il seguente:

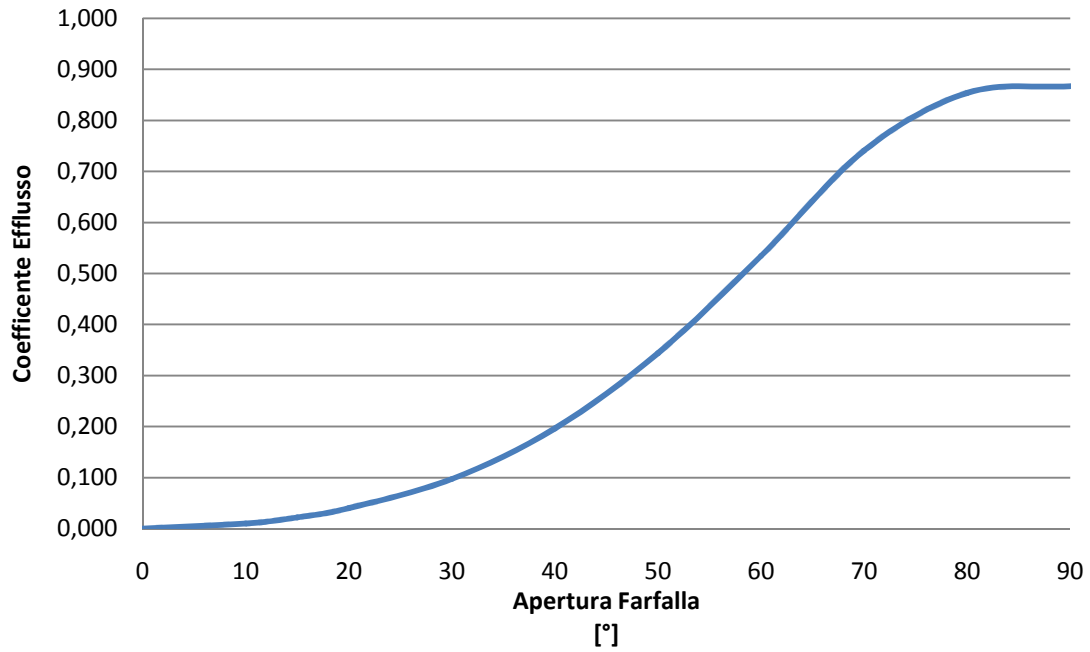


Figura 5.3 Andamento coeff. efflusso

Come si nota il coefficiente β non ha un andamento lineare con i gradi di apertura della farfalla, infatti il 50% di apertura della corrisponde a circa 55° di apertura della farfalla.

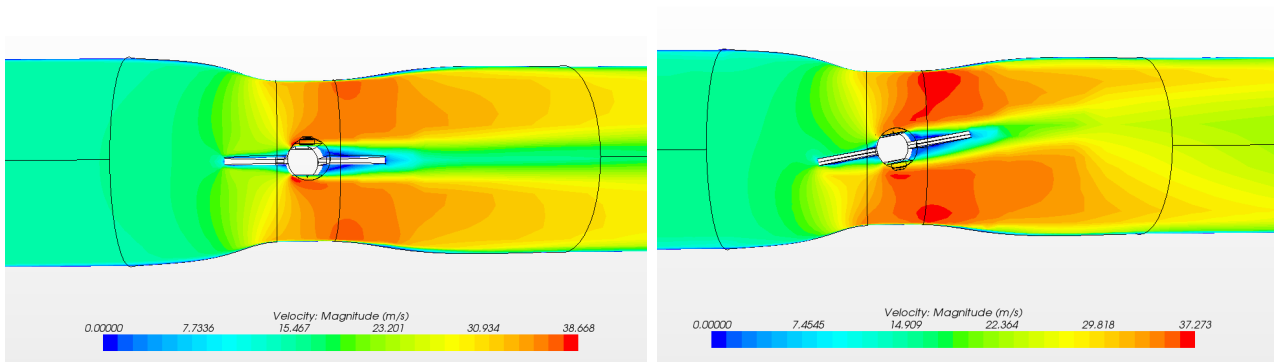


Figura 5.4 Analisi di velocità a 90° e 80° di apertura

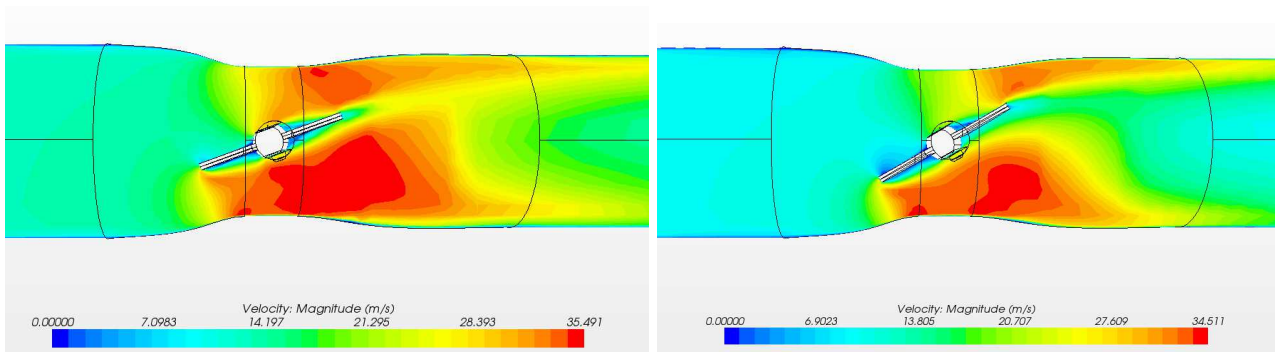


Figura 5.5 Analisi di velocità a 70° e 60° di apertura

Determinazione dei coefficienti di efflusso

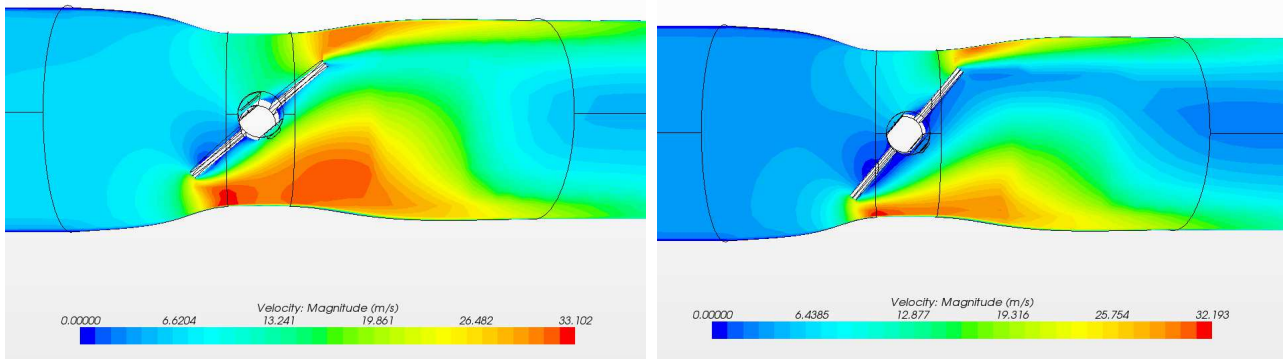


Figura 5.6 Analisi di velocità a 50° e 40° di apertura

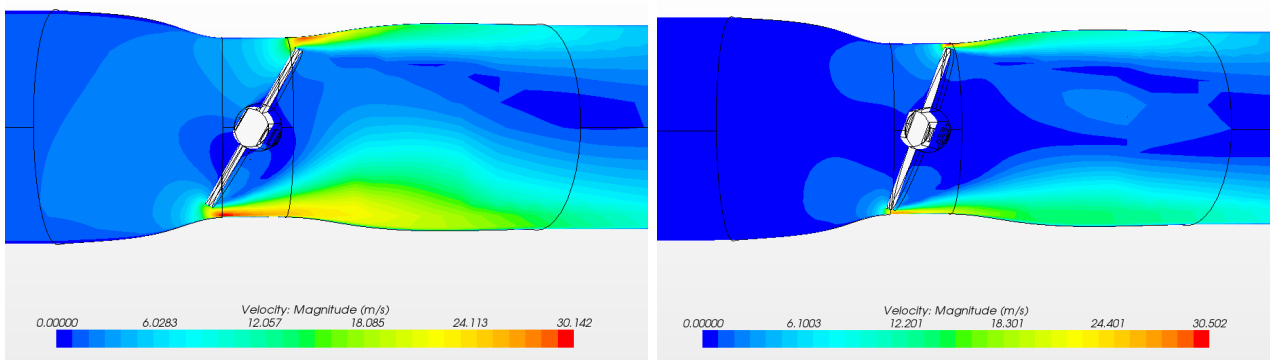


Figura 5.7 Analisi di velocità a 30° e 20° di apertura

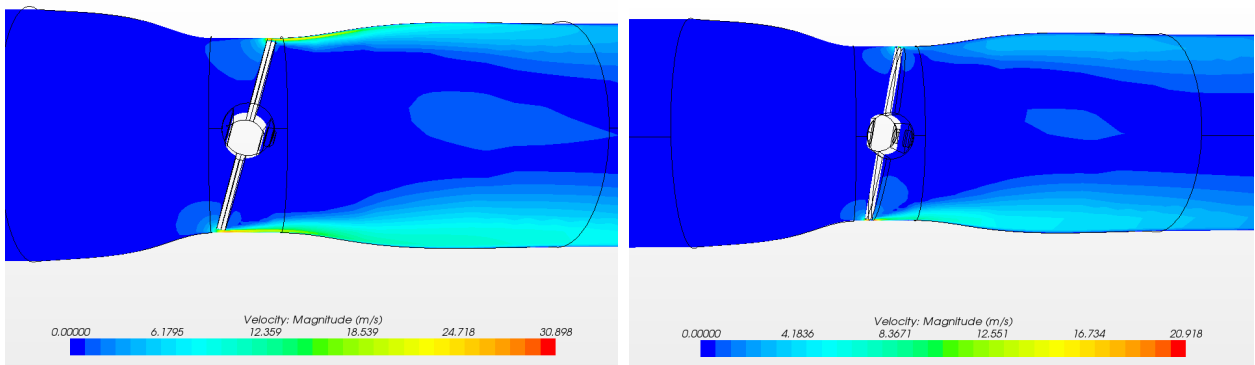


Figura 5.8 Analisi di velocità a 15° e 10° di apertura

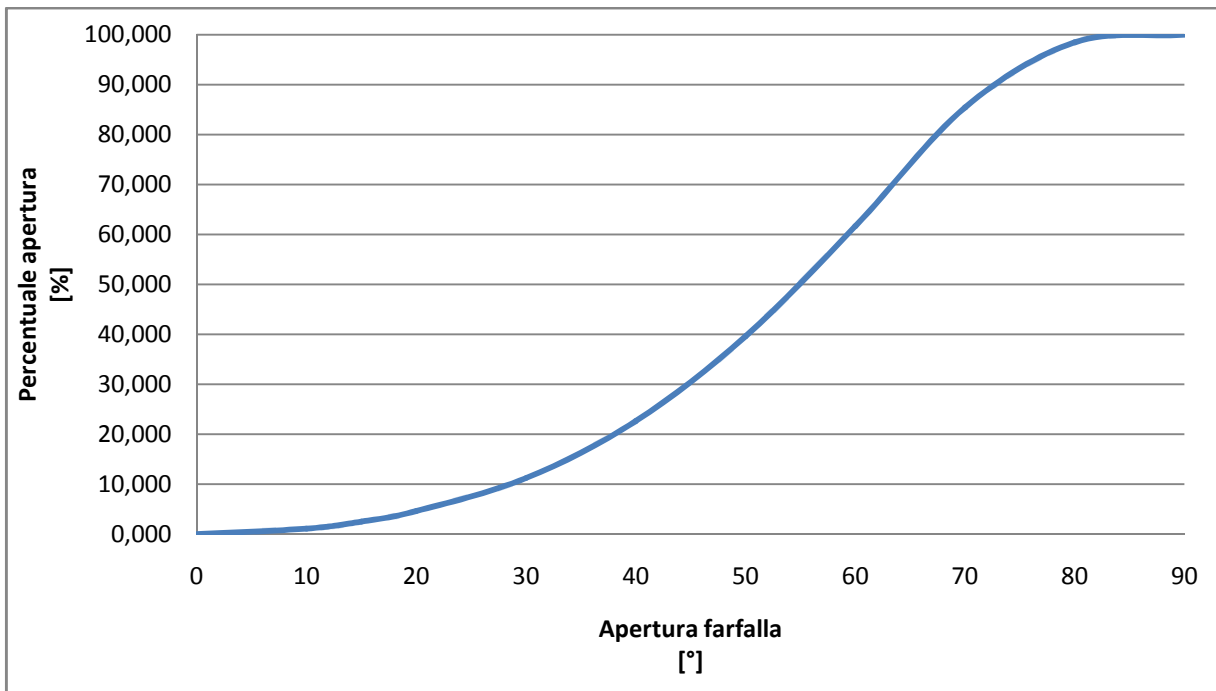


Figura 5.9 Percentuale apertura in funzione dell'angolo di apertura della farfalla

Come si può vedere anche dalle analisi di velocità, il passaggio del flusso inizia quando l'apertura della farfalla è superiore a 30° infatti sotto a questa apertura vi è un'apertura pari solo al 10% ed un passa del flusso molto limitato.

5.2 Il condotto di aspirazione

La definizione del condotto di aspirazione è una delle parti del motore più delicate ed importanti in quanto ha il compito di portare la miscela aria-combustibile all'interno della testata, la forma di questa deve essere quindi la più dolce possibile in modo da limitare le perdite fluidodinamiche.

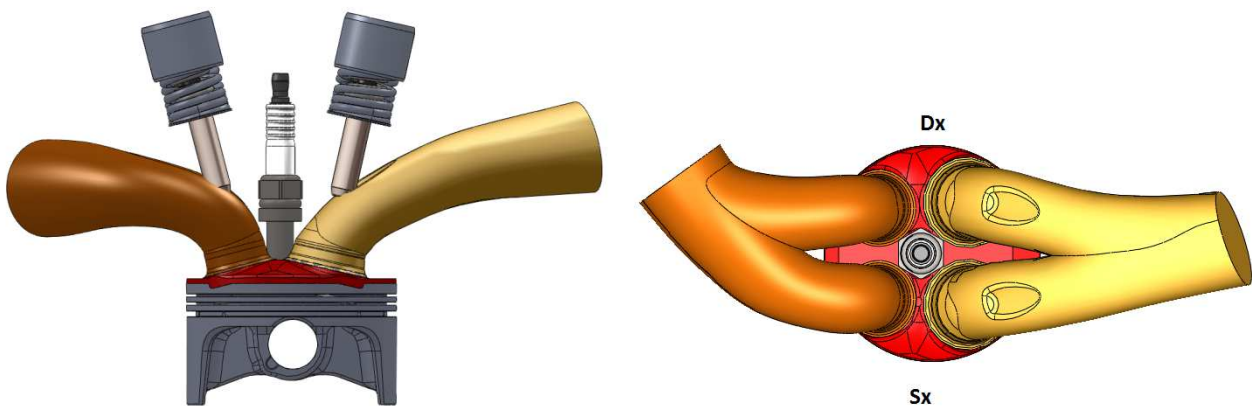


Figura 5.10 Conformazione del condotto di aspirazione e scarico

Solitamente il condotto di aspirazione viene fatto simmetrico rispetto al piano di mezzeria che taglia il cilindro, in modo tale da avere uno stesso comportamento da entrambi i condotti. Purtroppo in questo caso non è stato possibile a causa di un traverso del telaio che ha fatto sì che fosse necessario trovare un'altra soluzione.

Si è dovuto fare un grande lavoro di ricerca della forma delle sezioni in modo da riuscire comunque a far lavorare i condotti in modo simile.

Un altro obiettivo, che ci si era prefissato era quello di raggiungere un buon grado del moto di tumble, trovando un compromesso con la penetrazione del condotto.

5.2.1 Rilievo sperimentale del coefficiente mediante banco di flussaggio

Per la determinazione del coefficiente d'efflusso è, come già affermato, necessario procedere al rilievo della portata reale (m_{exp}) che si realizza attraverso il gruppo testa-valvola nelle assegnate condizioni di alzata valvola, pressione e temperatura ambiente, pressione in camera di calma.

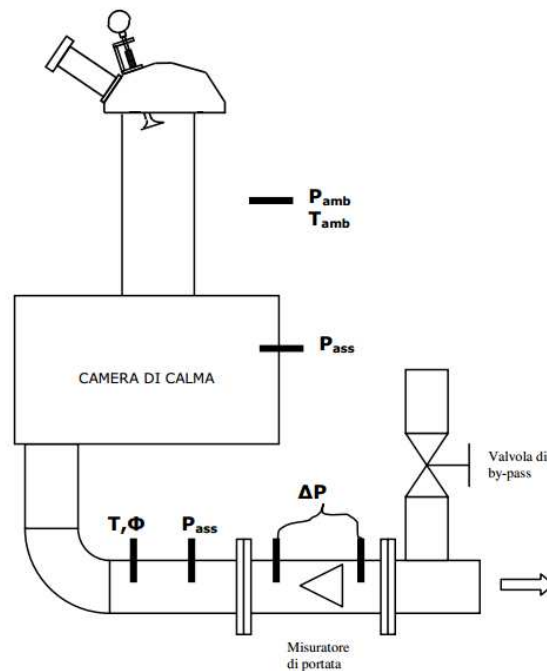


Figura 5.11 Schema banco di flussaggio

Come schematizzato in figura 5.11, per effettuare la prova di flussaggio è necessario fissare la testata in prova (reale oppure un suo simulacro) alla camera di calma mediante una tubazione flangiata di collegamento. Dopo aver posizionato la valvola all'alzata desiderata, si avvia la soffiante e si opera sul by-pass fino ad ottenere il livello di depressione richiesta all'interno della camera di calma. In condizioni di flusso stazionario, si effettua quindi la misura della portata in massa che fluisce attraverso il sistema testa valvola in prova.

Il calcolo della portata che si realizzerebbe in condizioni ideali, nelle stesse condizioni di pressione e temperatura, attraverso l'area di riferimento scelta costituisce il termine di confronto con cui rapportare la portata sperimentale per il calcolo del coefficiente d'efflusso.

La ripetizione delle operazioni elencate, variando l'alzata valvola, consente di ottenere la curva del coefficiente d'efflusso (figura 5.12).

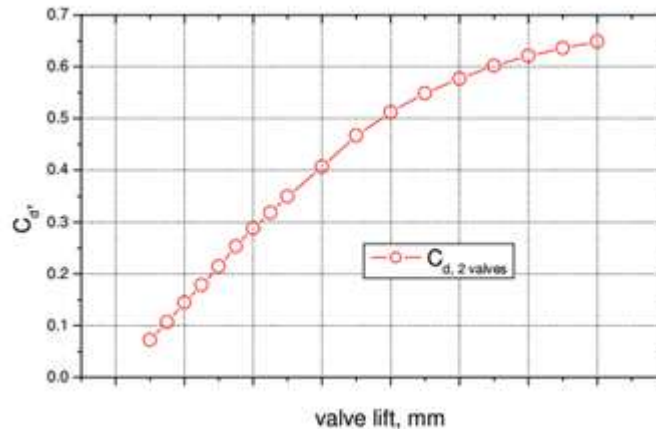


Figura 5.12 Tipico andamento del C_d in funzione dell'alzata valvola

Alcune precisazioni sono necessarie circa il set-up sperimentale necessario all'esecuzione delle prove.

- Posizionamento valvole. Tale operazione risulta molto delicata, essendo richiesta una precisione dell'ordine del centesimo di millimetro in particolare per le alzate minori. Un valore errato dell'alzata valvola si ripercuote, infatti, in maniera sostanzialmente lineare sull'effettiva sezione di flusso; ad esempio, si consideri che ad un'alzata errata di 0.01 mm in difetto a fronte di un'alzata nominale di 1 mm corrisponde in prima approssimazione un errore dell'1% sul coefficiente d'efflusso.
- Tubazione flangiata di collegamento testata-camera di calma. Oltre ad essere elemento di collegamento, questo particolare svolge una particolare funzione fluidodinamica. Il suo diametro interno deve essere, infatti, equivalente all'alesaggio del motore in maniera da realizzare le medesime condizioni di efflusso del motore reale.

Per quanto riguarda la sua lunghezza, invece, non esiste uno standard riconosciuto. Le diverse strutture di ricerca, infatti, operano con lunghezze della tubazione variabili da 1 a 4 volte l'alesaggio, seguendo standard interni più o meno motivati.

In realtà la lunghezza del condotto di collegamento ha ricadute significative sull'accuratezza della misura. L'importanza delle condizioni flusso nella tubazione di collegamento è legata al problema del rilievo della pressione statica di valle P2. Essendo, come già affermato, impossibile il rilievo in corrispondenza della sezione contratta sulla valvola, è necessario effettuare il rilievo in una sezione più accessibile. Per facilitare il rilievo svincolandosi dalle particolarità del flusso nella tubazione di

collegamento, si preferisce di solito usare come P2 la pressione nella camera di calma; tale approssimazione è accettabile se:

- a) lo sbocco della tubazione nella camera è non raccordato, in maniera che la perdita concentrata sia esattamente pari alla quota cinetica del flusso nella tubazione;
- b) il flusso è distribuito in maniera ragionevolmente uniforme sulla sezione della tubazione, in modo da non alterare l'entità della perdita di sbocco.

E' opportuno utilizzare tubazioni di lunghezza pari a 4 volte l'alesaggio, in maniera da consentire un'adeguata uniformazione del flusso sulla sezione della tubazione prima dello sbocco in camera di calma. L'utilizzo di tubazioni di collegamento di lunghezza inferiore (ad es. con $L=1,5 \times B$) porta ad un'esaltazione delle perdite di sbocco in camera di calma e ad una conseguente sottostima del coefficiente d'efflusso che, sperimentalmente, è stata valutata attorno all'1-1.5%.

- Strumentazione per la misura della portata in massa. I dispositivi utilizzabili per la misurazione della portata sono di vario tipo. Quanto schematizzato in figura 5.11 presuppone una misura separata di portata volumetrica e di densità dell'aria; moltiplicando tali valori si ottiene la portata massica. In questo caso, decisamente più comune, per la misura di portata si possono usare Venturimetri, diaframmi, tubi di Pitot, misuratori laminari etc.

Cd - Coefficiente di efflusso riferito alla sezione del condotto (Flow Coefficient).

In questo caso, la sezione di riferimento scelta coincide con la sezione interna della sede valvola/e oggetto di prova:

$$A_{ref} = \frac{n\pi d_v^2}{4} \quad (5.15)$$

dove:

n numero di valvole oggetto del flussaggio;

d_v diametro minore del sede valvola.

Anche in questo caso, la sezione di riferimento non dipendente dall'alzata valvola h determina una curva Cd(h) crescente fino a quando la sezione controllante il flusso non sarà più l'anello fungo valvola-sede ma il condotto. Il valore di Cd è solitamente compreso fra 0 e 0.4 – 0.7

L'utilizzo, quale riferimento, della sezione della sede valvola consente, infatti, di valutare in maniera immediata l'efficienza del disegno del condotto e della valvola, prescindendo dalle dimensioni assolute della valvola stessa.

Questo viene fatto in caso si abbia già a disposizione una testata; però, nel nostro caso la prova sperimentale verrà eseguita in un secondo momento in quanto siamo ancora in fase di progettazione del condotto. Quello che bisognerà fare è riprodurre le stesse condizioni mediante un modello cfd che simuli il flussaggio.

Sono state eseguite sia le prove con direzione del flusso diretta che inversa infatti durante l'incrocio parte vi è un reflusso di gas combusti all'interno del condotto di aspirazione.

Per quanto riguarda invece il calcolo della velocità del Tumble è stato necessario definire una funzione specifica basata sulla teoria trovata in bibliografia.

La velocità angolare del vortice di tumble viene considerata come velocità angolare di un movimento rigido attorno ad un asse fisso che in questo caso è stato preso sulla mezziera della corsa che il pistone effettua e viene calcolato come rapporto tra il flusso della quantità di moto e il flusso del momento di inerzia

$$\omega_t = \frac{\sum_i^n \rho_i V_i v_i r_i}{\sum_1^n \rho_i V_i r_i^2} \quad (5.16)$$

E' quindi necessario definire una funzione apposita (nel nostro caso abbiamo preferito per un miglior controllo definire due funzioni differenti una per il numeratore ed una per il denominatore ed in secondo momento effettuare la divisione fra le due funzioni) per poi effettuare una sommatoria sulle celle interessate.

Qui di sotto lo schema utilizzato per il flussaggio virtuale.

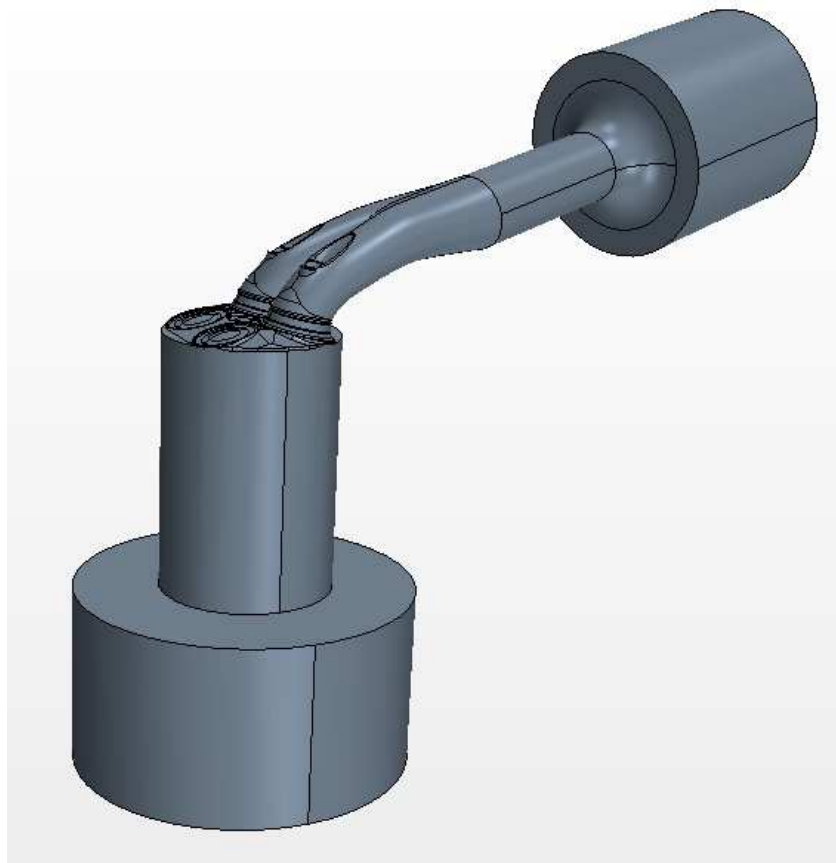


Figura 5.13 Schema banco di flussaggio

Purtroppo, per limitare il numero di celle, si è fatto la canna del cilindro pari solo a 1,5 volte l'alesaggio: questo produrrà, come già detto prima, una esaltazione delle perdite di sbocco in camera di calma ed ad una conseguente sottostima del coefficiente di efflusso.

Solitamente in questo tipo di simulazioni, viene effettuato solo un condotto, andando a tagliare il cilindro sul piano di simmetria questo permette di risparmiare molte celle e snellire il calcolo. In questo caso però non è stato possibile proprio a causa dell'asimmetria del condotto di aspirazione.

Alzata a 10 mm

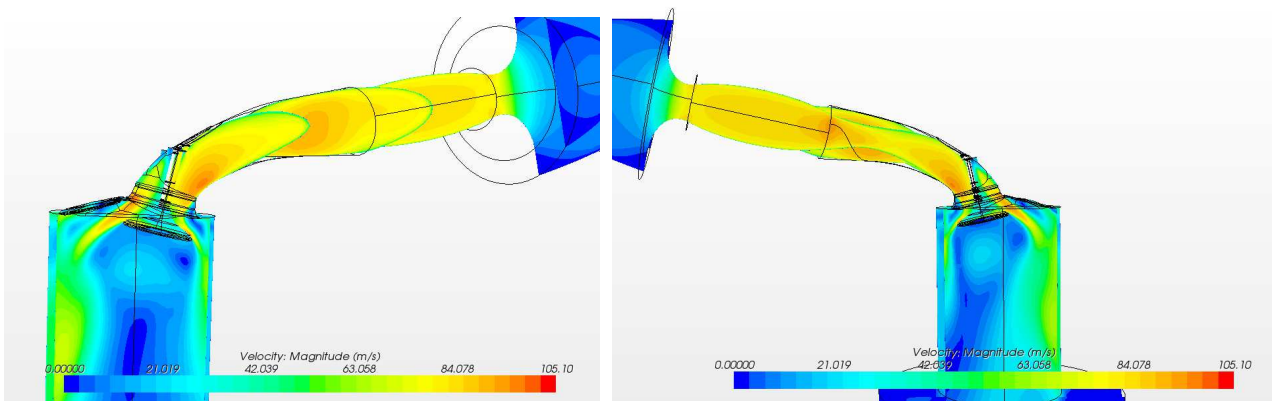


Figura 5.14 Analisi velocità condotto sx condotto dx

Alzata 8 mm

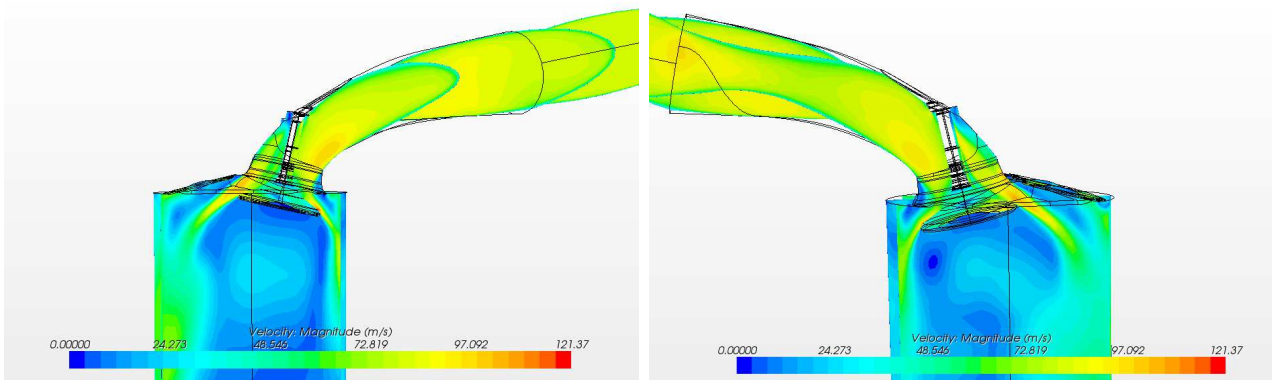


Figura 5.15 Analisi velocità condotto sx condotto dx

Alzata 6 mm

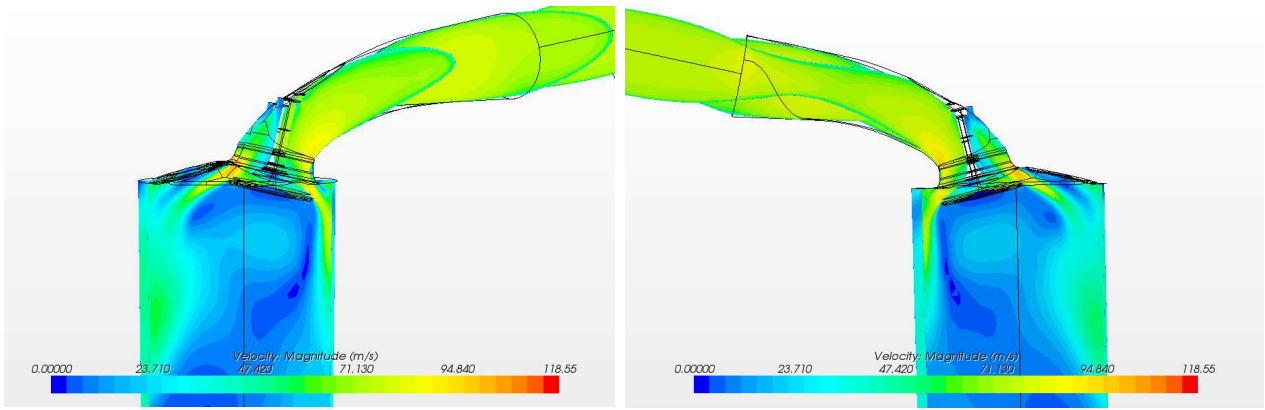


Figura 5.16 Analisi velocità condotto sx condotto dx

Alzata 4 mm

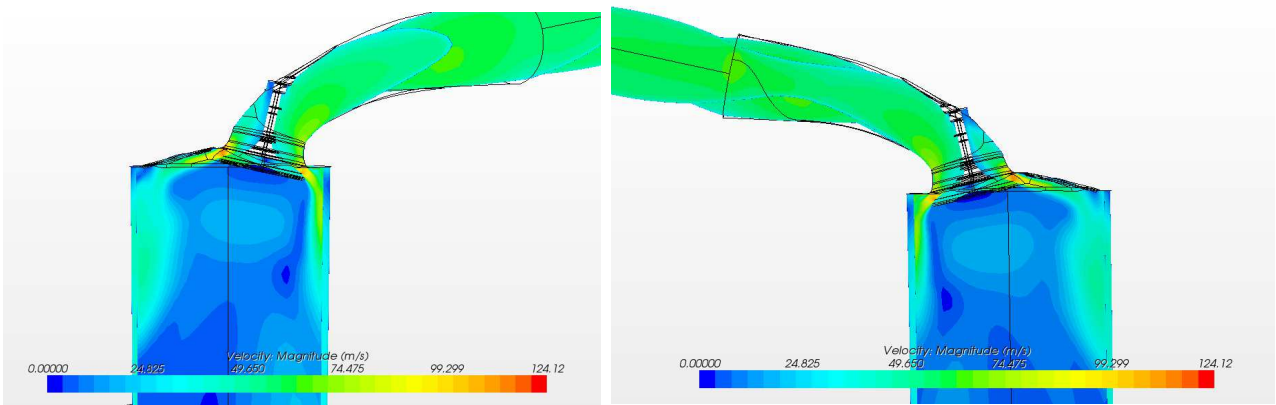


Figura 5.17 Analisi velocità condotto sx condotto dx

Alzate 2 mm

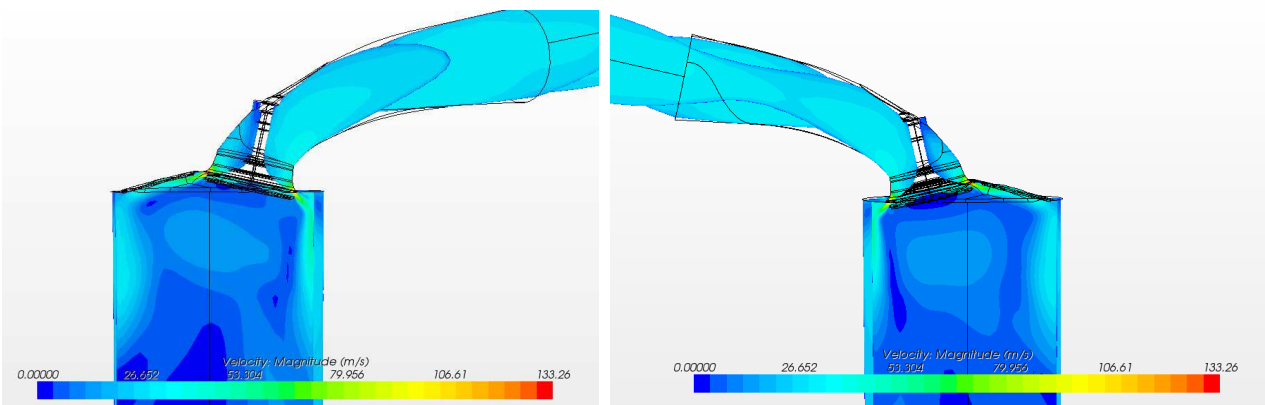


Figura 5.18 Analisi velocità condotto sx condotto dx

Se andiamo ad indagare la zona prossima alla valvola, si nota chiaramente che il passaggio del fluido attraverso la sezione non è uguale, anzi varia decisamente a seconda della zona in cui si trova. Per cercare di osservare meglio questo fenomeno, si è scritto uno script in codice java, che mi ha permesso di dividere la sezione di passaggio in 36 zone (una ogni 10°) e di valutare come si suddivide la portata in ciascuna di esse. Mediante l'utilizzo di diagrammi polari è stato possibile andare a graficare i singoli andamenti.

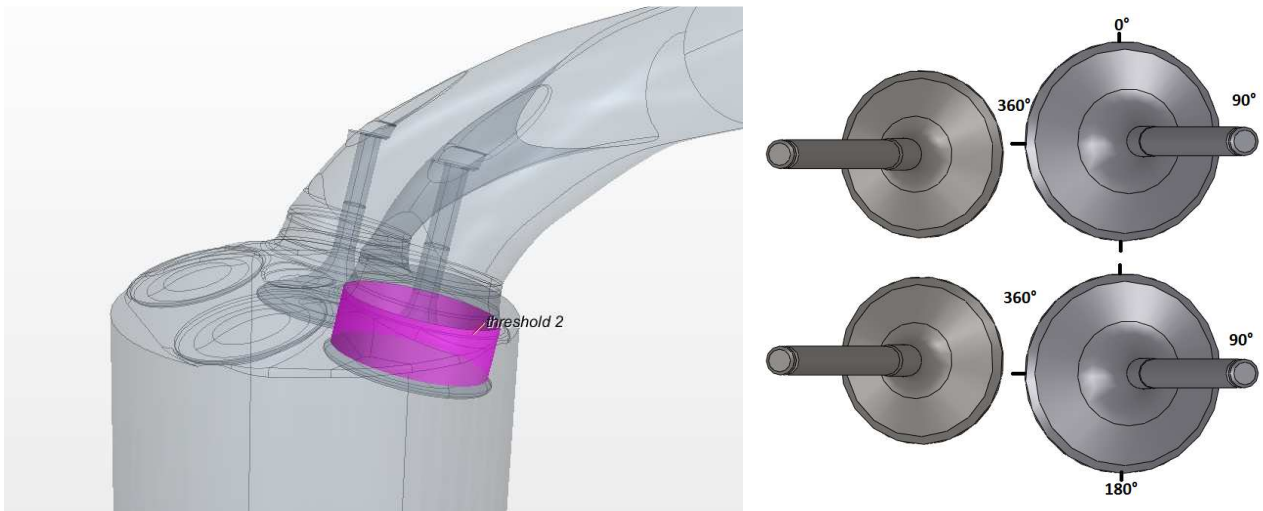


Figura 5.19 Sezione analizzata per analisi di portata valvola (sx) e suddivisione angolare valvole aspirazione

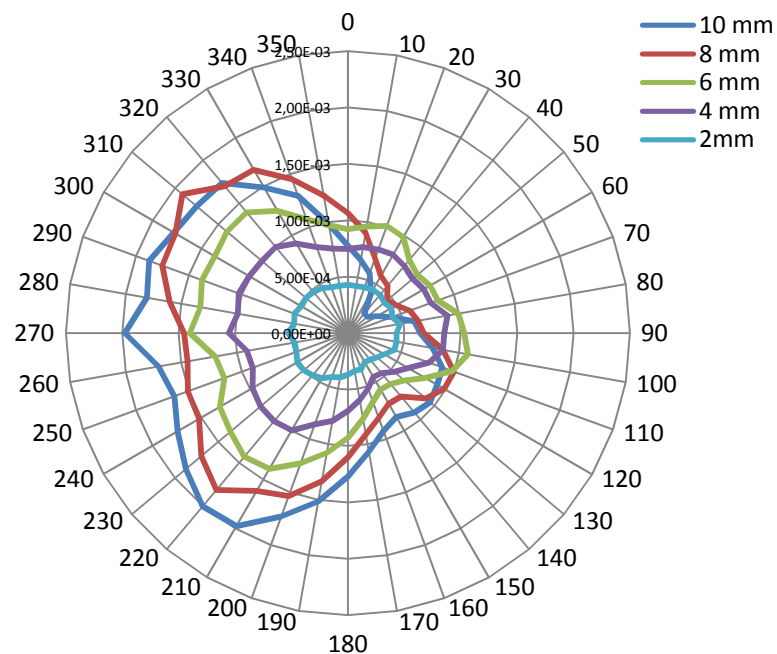


Figura 5.20 Analisi di portata valvola Sx

Come si vede, la portata maggiore come si poteva già supporre vista la conformazione del condotto di aspirazione, è nella parte frontale della valvola compresa tra i 180° ed i 360°, si notano, inoltre due rientranze una tra i 130° ed i 180° dovute alla vicinanza della parete del cilindro, mentre, l'altra tra i 20° gli 80° dovuta alla presenza dello stelo valvola che scherma parte del condotto. Questa è tanto più avvertibile quanto più l'alzata è elevata.

Un'osservazione analoga è possibile farla anche per la valvola di destra, come infatti si vede dalla figura sottostante, questa volta però le osservazioni sono ribaltate infatti la schermatura dovuta alla parete avviene tra i 0° ed i 60° mentre la schermatura dovuta allo stelo valvola è tra i 100° ed i 160°.

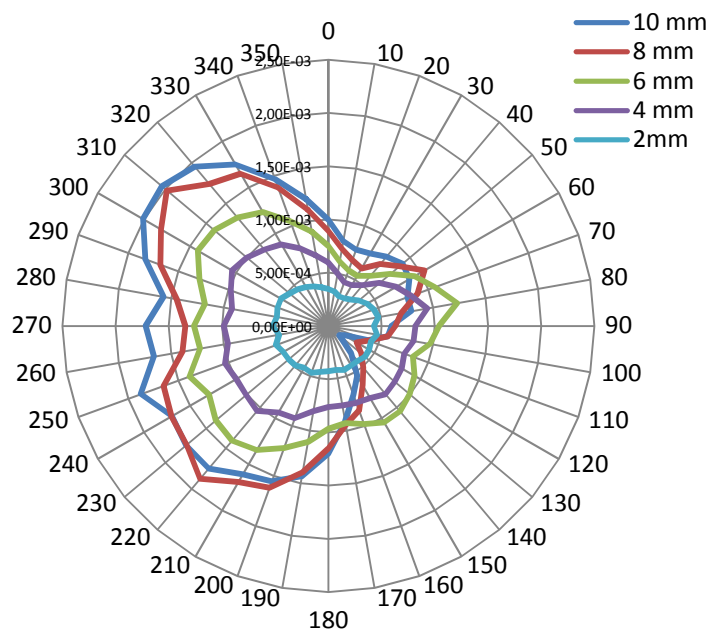


Figura 5.21 Analisi di portata valvola Dx

Se andiamo a fare considerazioni sulla percentuale di portata che passa in ogni singola zona, si nota quanto detto prima: ad alte alzate il flusso è spostato nella parte anteriore della valvola, mentre man mano si scende, il flusso tende ad omogeneizzarsi.

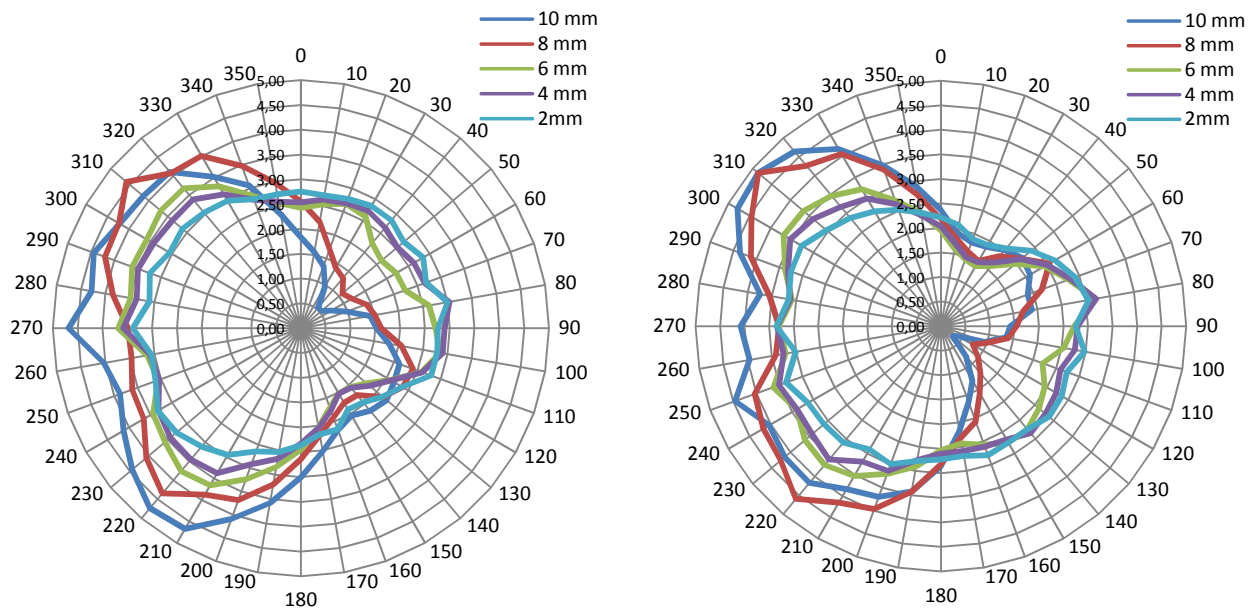


Figura 5.22 Passaggio percentuale della portata sulla valvola Sx e Dx

Qui di seguito sono mostrati i confronti tra le due valvole alle diverse alzate: come si potrà notare, è stato fatto un buon lavoro dal punto di vista della definizione della forma dei due condotti, infatti la portata si distribuisce abbastanza equamente tra le due valvole.

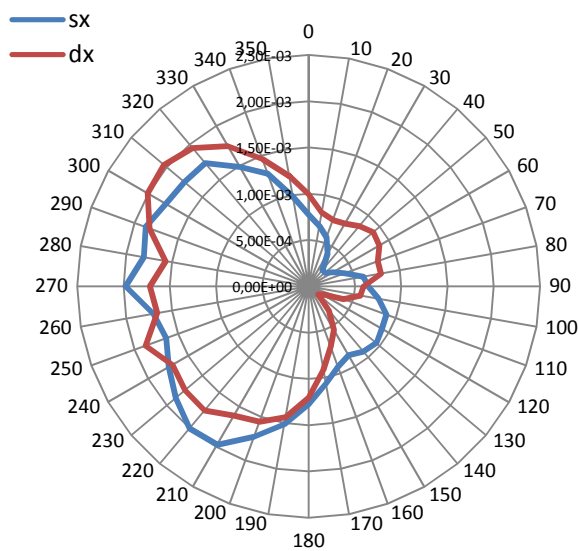


Figura 5.23 Analisi portate 10 mm

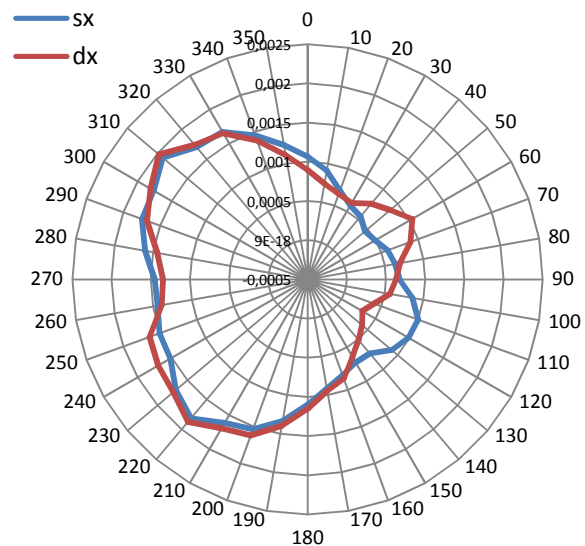


Figura 5.24 Analisi portate 8 mm

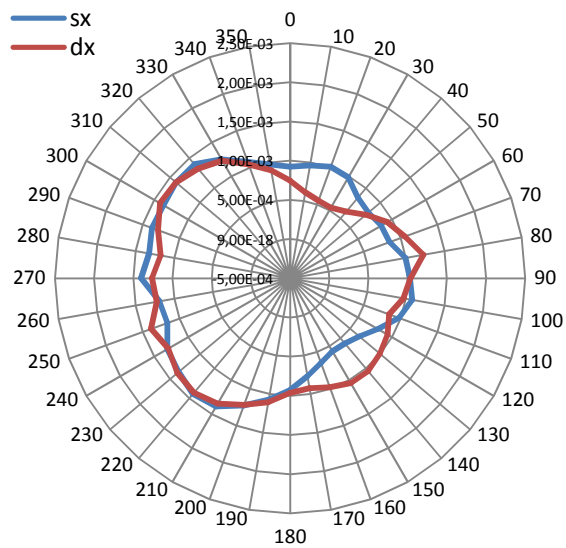


Figura 5.25 Analisi portate 6 mm

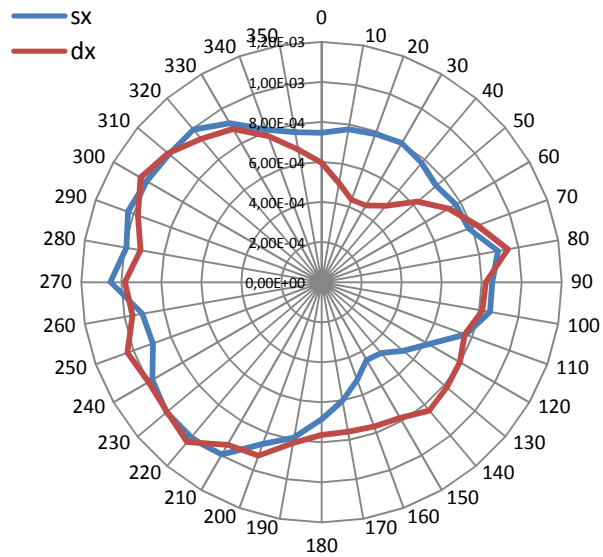


Figura 5.26 Analisi portate 4 mm

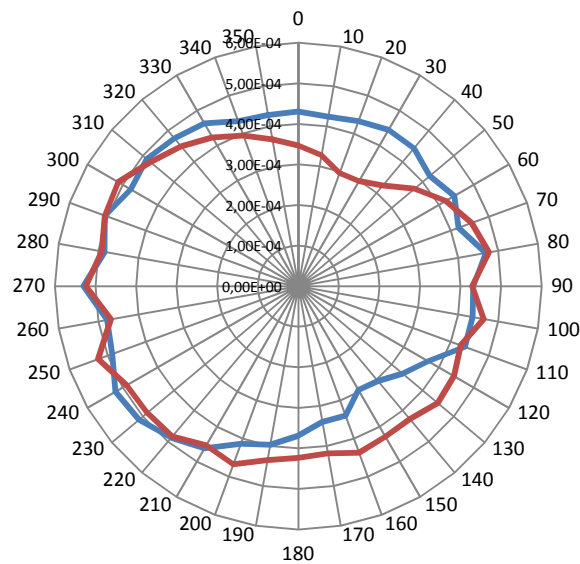


Figura 5.27 Analisi portate 2 mm

Per concludere si mostrano le percentuali di suddivisione nelle due valvole della portata in funzione delle varie alzate:

	Sx	Dx
Alzate	%	%
10 mm	50.2	49.8
8 mm	50.5	49.5
6 mm	49.9	50.1
4 mm	50	50
2 mm	50	50

Come già introdotto prima ora si può avere conferma del buon lavoro fatto nell'andare a suddividere il flusso nei due condotti in modo uguale.

Vengono ora mostrati i coefficienti di efflusso ricavati e confrontati con le prove sperimentali, eseguite in un secondo momento quando si è andati a realizzare le prime testate per il prototipo.

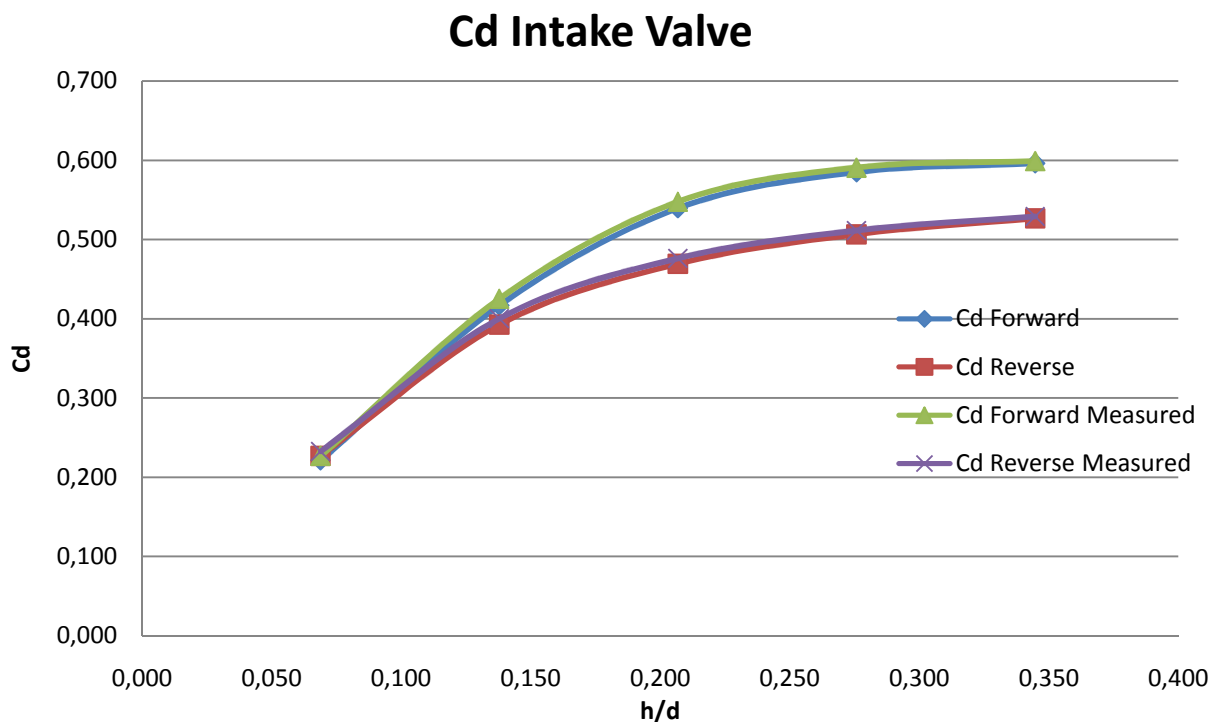


Figura 5.28 Confronto tra calcolo e cd sperimentale

L'errore massimo che è stato riscontrato è nell'ordine del 2,5%; si può quindi affermare che il calcolo è stato eseguito in modo coerente con quanto trovato per via sperimentale.

Per quanto riguarda il moto di Tumble, nel cilindro, è stato adottato come preannunciato, sia il metodo di valutazione classico che prevede il calcolo della velocità angolare come rapporto tra flusso della quantità di moto e flusso del momento d'inerzia, sia il metodo visivo andando a verificare l'evoluzione del vortice rispetto alla fase d'aspirazione plottando direttamente i vettori velocità su tre piani il primo sulla mezzeria del cilindro, e gli altri su un piano che passa sulla mezzeria delle due valvole.

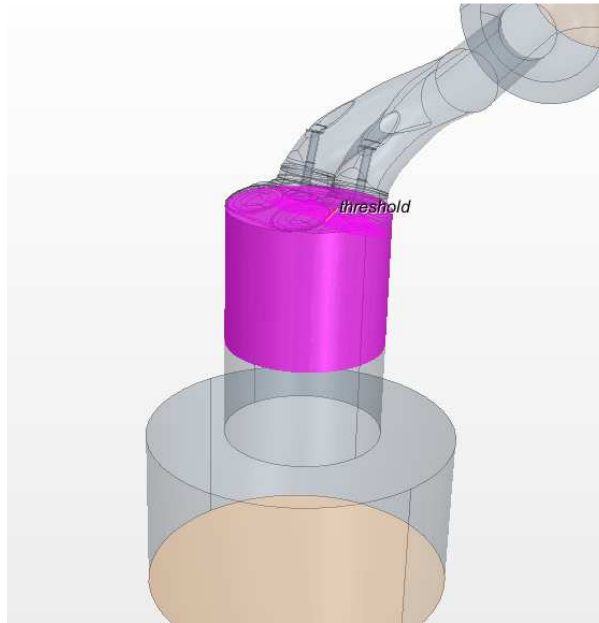


Figura 5.29 Porzione analizzata per il calcolo del Tumble

Per quanto riguarda i valori ottenuti per la velocità angolare, occorre precisare ancora una volta che la teoria alla base del calcolo di tale parametro presenta notevoli approssimazioni, tra le quali per esempio, il fatto che il vortice sia assunto come un movimento rigido attorno ad un asse fisso nel centro del cilindro. Tale assunzione è ovviamente molto limitante, per cui i risultati che ne derivano sono spesso soggetti a variabilità che risulta essere inevitabile.

Viene mostrato qui di seguito l'andamento della velocità di questo moto.

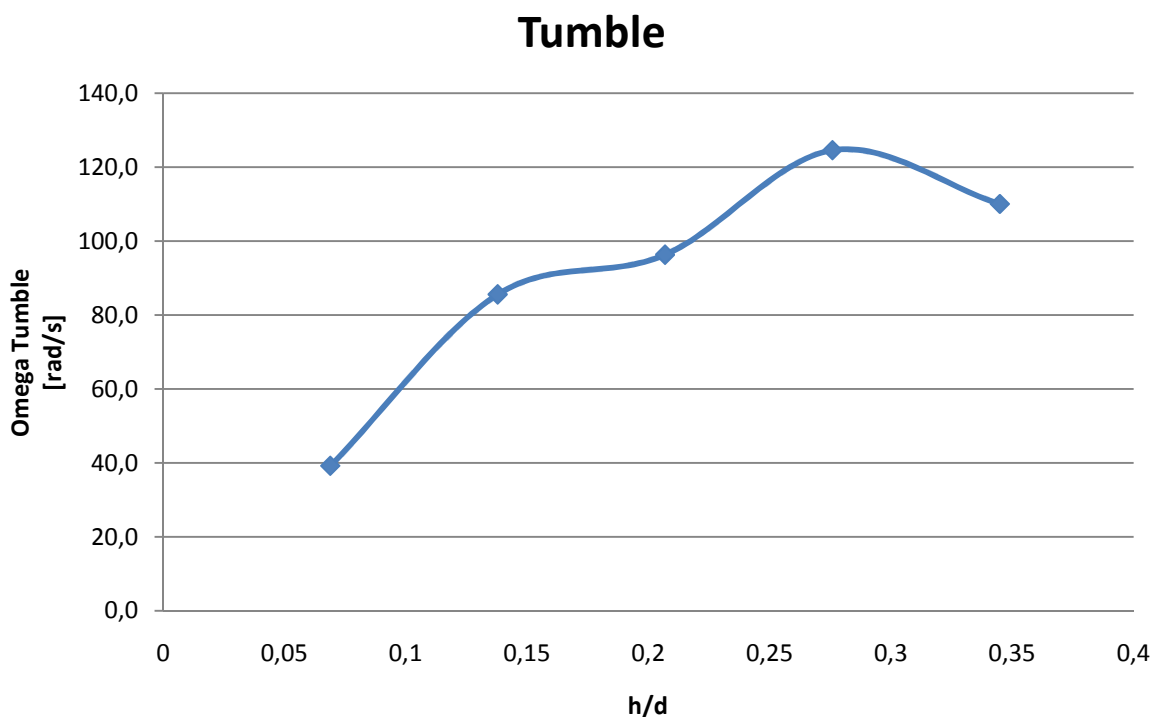


Figura 5.30 Andamento Tumble

5.3 Il condotto di scarico

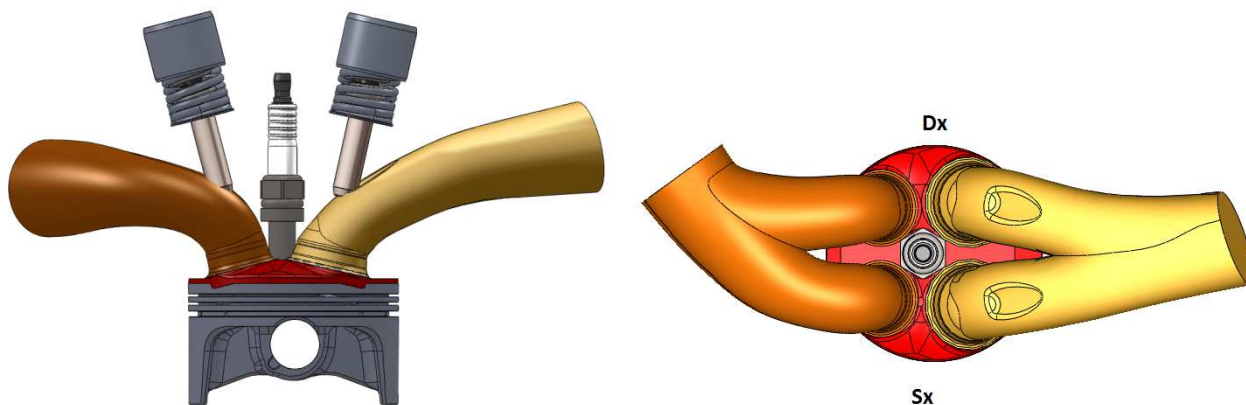


Figura 5. 31 Conformazione del condotto di aspirazione e scarico

Anche in questo caso, il condotto di scarico non è simmetrico, cosa sempre dovuto alla presenza di un traverso nel telaio, che mi ha costretto a trovare una soluzione alternativa, e, come si può vedere, è stata fatta una curvatura evidente proprio per scansare il traverso.

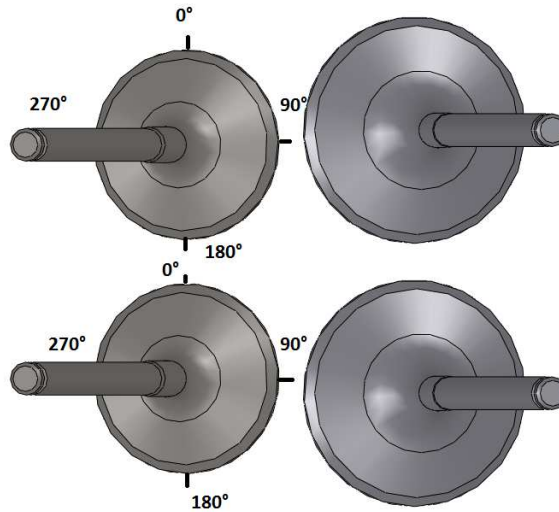


Figura 5. 32 Suddivisione angolare valvole scarico

In questo caso, essendo presente nel condotto di scarico una curvatura così evidente, essa genera meno problemi rispetto alle perdite fluidodinamiche che ci sarebbero state nel condotto di aspirazione o per lo meno dal punto di vista fluidodinamico meno importanti. Infatti il compito del condotto è evacuare i gas che sono ad una pressione maggiore rispetto all'ambiente.

Lo schema di impianto che è stato utilizzato è essenzialmente lo stesso; solo in questo caso la testa viene girata, infatti si genera una depressione alla fine del condotto di scarico.

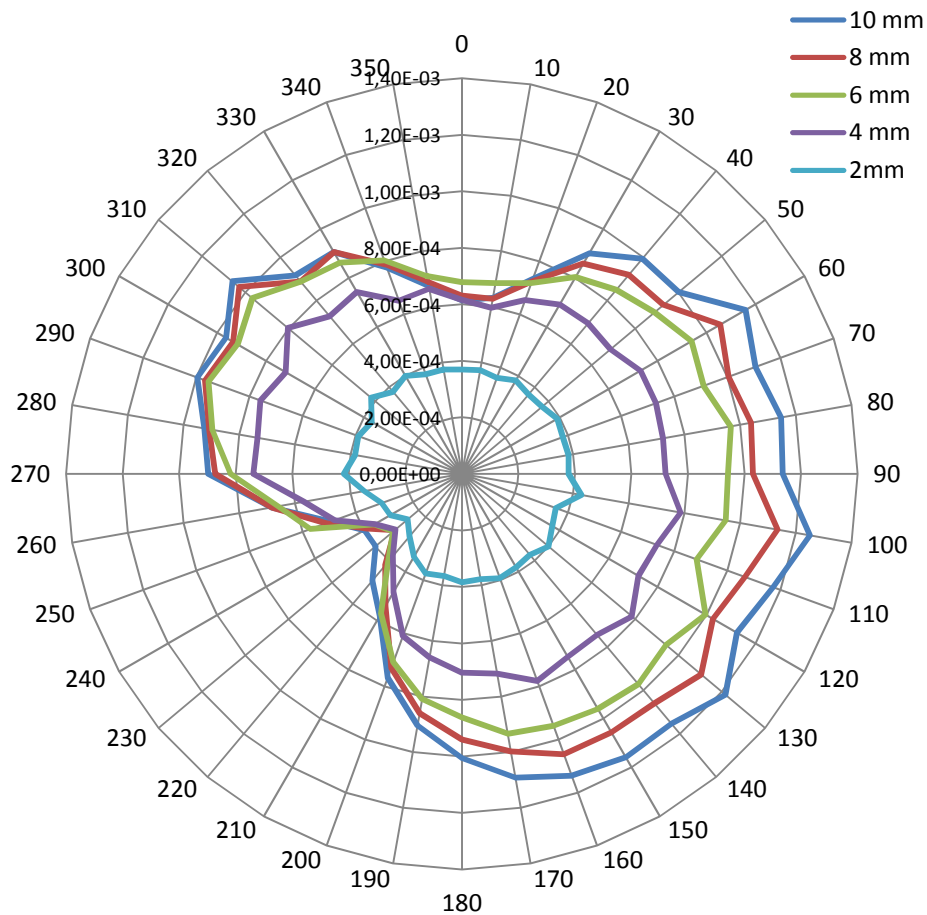


Figura 5.33 Analisi di portata valvola Sx

Come si può vedere anche dal grafico sovrastante, ci sono problemi simili a quello di aspirazione: si osserva un grosso "buco" di portate tra 180° ed 270° gradi dovuto alla schermatura del cilindro e si può poi notare che la portata rimane pressoché costante tra 330° ed 30° per le alzate 10,8,6 mm dovuta all'interazione fluidodinamica tra le due valvole. In questo caso non c'è il "buco" dovuto alla schermatura dello stelo valvola in quanto il flusso lo incontra dopo l'attraversamento della sezione.

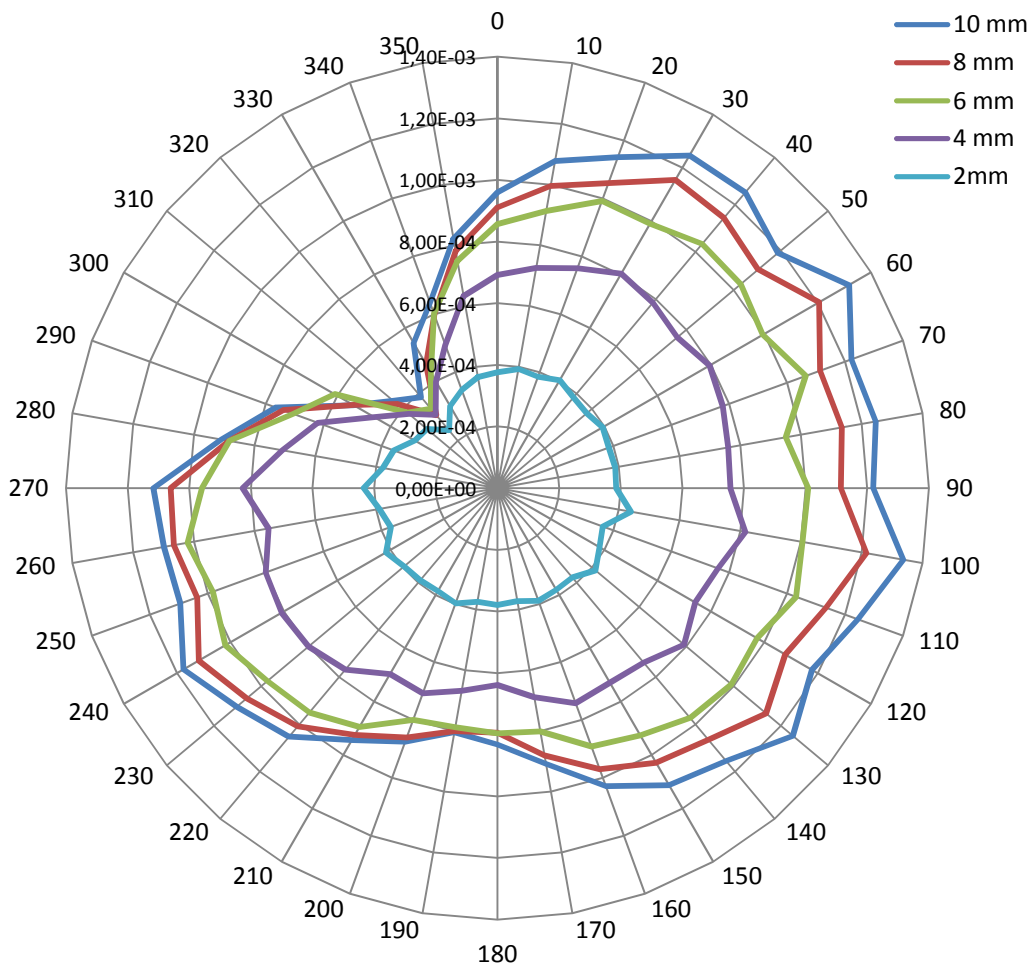


Figura 5.34 Analisi di portata valvola Dx

Anche in questo caso si fanno le stesse considerazioni appena fatte ma ribaltate: infatti il primo "buco" dovuto alla schermatura da parte del cilindro è tra i 270° ed i 360°, mentre l'interazione con l'altra valvola si avverte tra i 150° ed i 210°.

Qui di seguito sono mostrati i confronti tra le due valvole alle diverse alzate, come si potrà notare in questo caso, le forme hanno un andamento non proprio simmetrico tra le due, in quanto il condotto così profondamente diverso fa sentire la sua importanza nella distribuzione delle portate.

Se andiamo a fare le considerazioni sulla percentuale di portata che passa per ogni singola fetta analizzata, già fatte per il condotto di aspirazione, si nota che la percentuale di flusso rimane pressoché costante durante tutte le alzate.

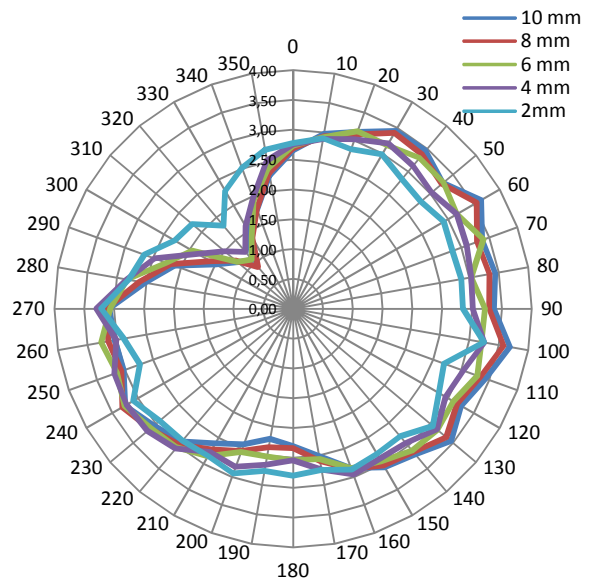
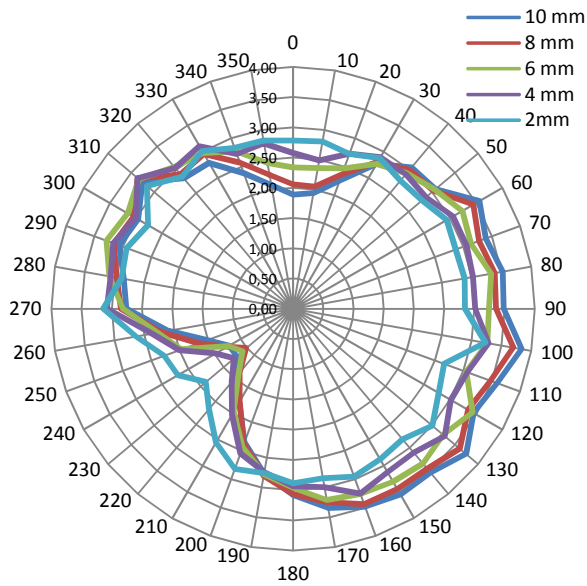


Figura 5.35 Passaggio percentuale della portata sulla valvola Sx e Dx

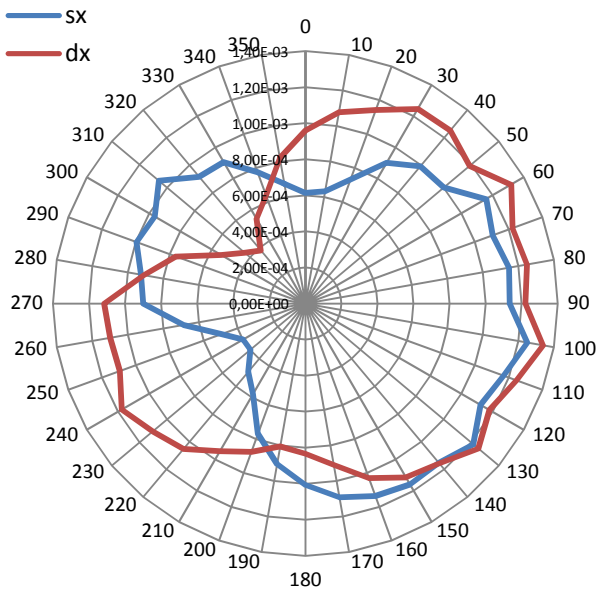


Figura 5.36 Analisi portate 10 mm

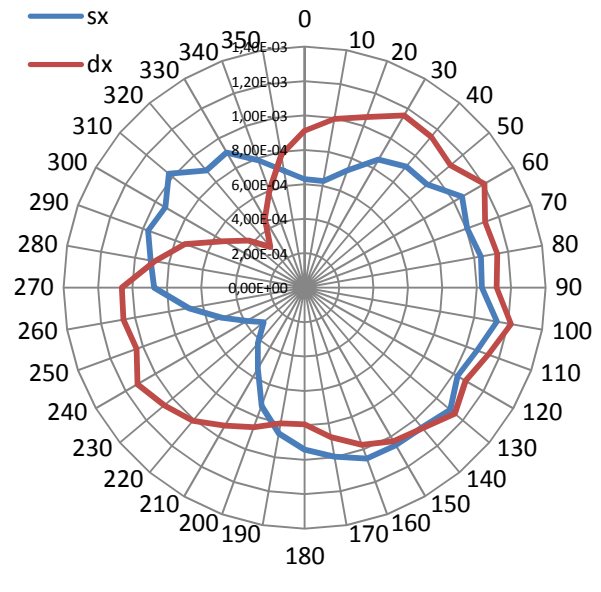


Figura 5.37 Analisi portate 8 mm

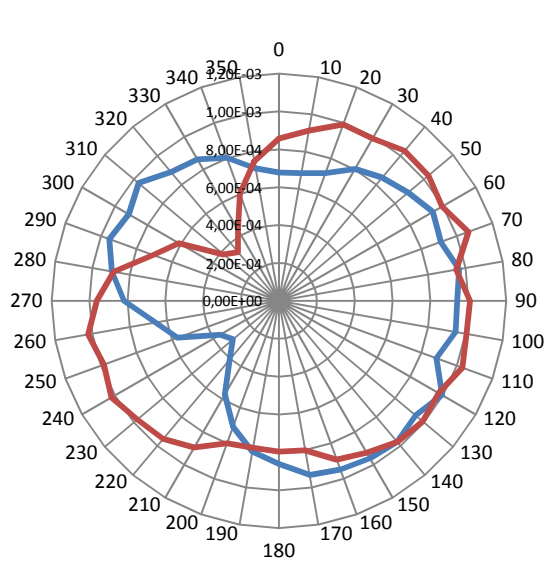


Figura 5.38 Analisi portate 6 mm

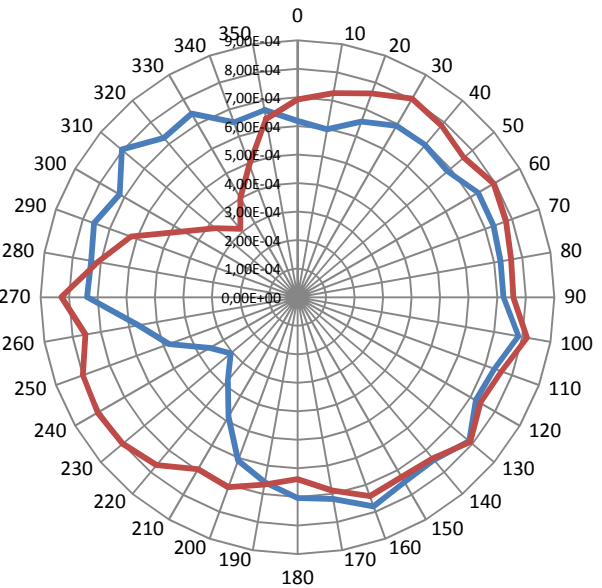


Figura 5.39 Analisi portate 4 mm

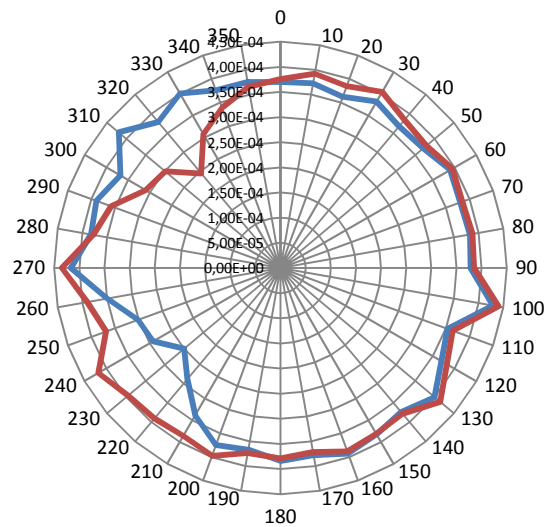


Figura 5.40 Analisi portate 2 mm

Per concludere si mostrano le percentuali di suddivisione nelle due valvole della portata in funzione delle varie alzate: si nota quanto già detto, che ad alte alzate il bilancio tra le due valvole è leggermente sbilanciato, dovuto proprio alla forma asimmetrica del condotto.

	Sx	Dx
Alzate	%	%
10 mm	47.3	52.7
8 mm	47.5	52.5
6 mm	48.1	51.9
4 mm	48.8	51.2
2 mm	49.5	50.5

Vengono ora mostrati i coefficienti di efflusso ricavati e confrontati con le prove sperimentali. Anche in questo caso l'errore percentuale rimane sotto al 2 %, quindi anche queste prove sono state condotte in modo corretto.

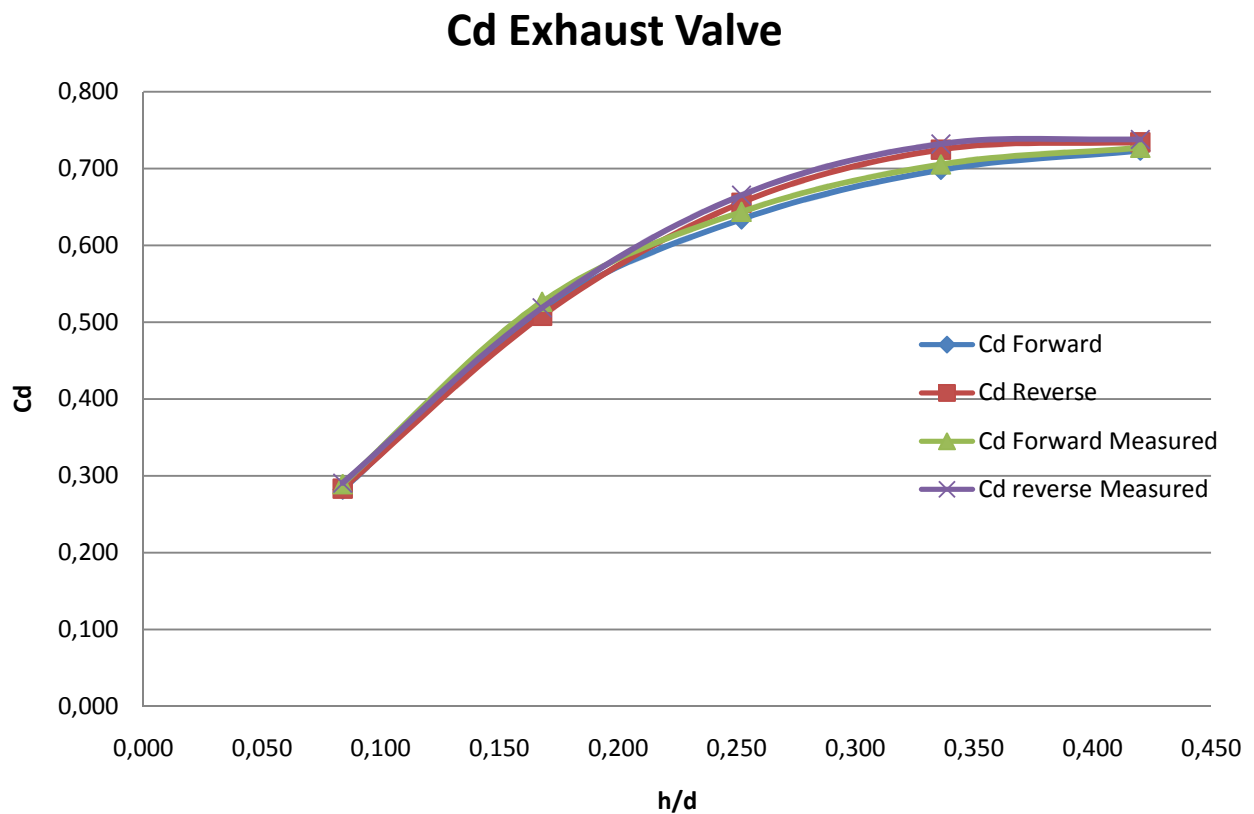


Figura 5.41 Confronto tra calcolo e cd sperimentale

Il raffreddamento

6.1 Il raffreddamento

Nei motori a combustione interna la combustione avviene all'interno del cilindro, portandola temperatura del fluido di lavoro da poche centinaia di gradi ad oltre i 2000 °C. Ne deriva un intenso flusso di calore:

- fra i gas e la superficie interna della camera di combustione attraverso gli organi (testata, valvole, pistoni, cilindri) che la delimitano;
- dalla superficie esterna di questi ultimi al fluido refrigerante.

Esso provoca consistenti sollecitazioni di origine termica in molte parti del motore e causa una dissipazione verso l'ambiente esterno di energia, e sarebbe stato auspicabile, invece, convertire in lavoro meccanico.

Fin dalla nascita del motore a combustione interna, l'esperienza ha suggerito la pratica della refrigerazione dei cilindri, effettuata tenendo sempre presente che lo scopo da raggiungere non è la sottrazione di forti quantità di calore, ma la limitazione delle temperature al di sotto dei valori imposti principalmente da problemi di resistenza dei materiali e di possibilità di lubrificazione. A questi, nel motore ad Otto si aggiunge la necessità di evitare forme di autoaccensione anomale della miscela aria-combustibile. Se si avessero a disposizione materiali, lubrificanti e combustibili capaci di comportarsi bene a temperature dell'ordine del ciclo, si potrebbe pensare di realizzare un motore "adiabatico", da cui tutto il calore che non può essere convertito in lavoro viene evacuato con i gas di scarico.

Per meglio quantificare i termini del problema, possiamo quantificare il bilancio delle energie in gioco in un motore, facendo riferimento al diagramma alla figura, dove il flusso di energia è assimilato ad un corso d'acqua che si dirama, riceve affluenti e si assottiglia per le varie derivazioni. In esso si può notare come la potenza inizialmente disponibile P_{id} , dovuta al contenuto energetico della carica fresca (dato in pratica dalla portata di combustibile per il suo potere calorifico inferiore), venga ripartita nel cilindro fra:

P_i := potenza indicata, ceduta dal fluido di lavoro al pistone;

\dot{Q}_{ip} := potenza termica trasmessa alle pareti interne della camera di combustione;

\dot{Q}_{gs} := flusso di entalpia sensibile dei gas di scarico;

P_{nc} := potenza non liberata dal combustibile per incompleta combustione.

La potenza P_i è resa disponibile come potenza effettiva P_e all'albero motore, mentre una parte (4-8% della iniziale P_{id}) è invece perduta P_p per vincere gli attriti nei vari accoppiamenti meccanici e per comandare gli accessori. La frazione P_p dissipata sull'accoppiamento canna pistone viene parzialmente ceduta al fluido refrigerante, mentre la restante è asportata dal lubrificante e/o trasmessa all'ambiente esterno per convezione ed irraggiamento da parte delle superfici esterne del pistone.

Nella figura seguente si vede che quest'ultima forma di flusso di energia è arricchita dal contributo dato sia dai gas di scarico che dal fluido refrigerante. Infatti una frazione (10-15%) del flusso entalpico rimasto nei gas allo scarico del motore \dot{Q}_{gs} contribuisce a scaldare i relativi condotti, da dove il calore passa in parete al refrigerante, mentre il resto è trasmesso direttamente all'ambiente per convezione ed irraggiamento. Infine la potenza termica asportata dal fluido di raffreddamento \dot{Q}_{rf} è costituita da quella trasmessa alle pareti interne della camera di combustione \dot{Q}_{ip} , arricchita dai contributi già ricordati dei gas di scarico e della potenza dissipata per attrito nel cilindro, mentre è ridotta per frazione trasmessa direttamente all'ambiente dalle superfici esterne dei condotti in cui il fluido circola.

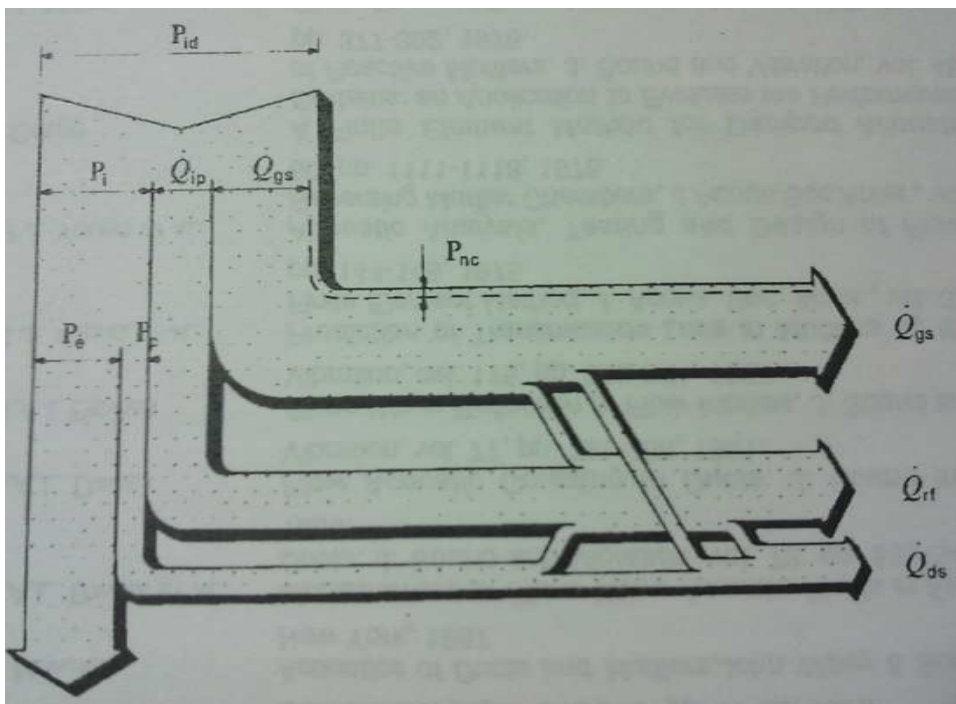


Figura 6.1 Bilancio termico

Si riportano i valori medi dei termini finali del bilancio espressi come percentuale di P_{id} nelle condizioni di massima potenza.

P_e [%]	P_{nc} [%]	\dot{Q}_{gs} [%]	\dot{Q}_{rf} [%]	\dot{Q}_{ds} [%]
30÷35	2÷4	30÷40	20÷32	3÷8

Si può notare che la quantità di calore sottratta alle pareti per mantenerle sufficientemente fredde risulta assai elevata, ammontando mediamente a 20-32% dell'energia inizialmente disponibile. Bisogna inoltre ricordare che qualora si riuscisse ad eliminare completamente tale perdita, non ci si può illudere di trovare incrementata nella stessa misura la potenza meccanica sviluppata dal motore. Il calore, infatti, viene sottratto ai cilindri principalmente durante le fasi di combustione, espansione e scarico.

Quello asportato durante l'ultima fase non dà luogo ad alcuna perdita di potenza, mentre quello relativo alla combustione ed all'espansione avrebbe avuto possibilità tanto più ridotte di essere convertito in energia meccanica, quanto più avanzato era il ciclo motore. Mediamente si può ritenere pari al 2-3% l'aumento della P_e , per la riduzione del 10% di \dot{Q}_{ip} . La restante parte di energia va ad incrementare l'entalpia sensibile dei gas di scarico.

6.2 Processo di trasmissione del calore

La figura sottostante mostra schematicamente il globale processo di trasmissione del calore dai gas all'interno del cilindro al fluido refrigerante, attraverso le pareti della camera di combustione. Come si può notare, in esso intervengono tutti e tre i fondamentali modi di propagarsi del calore:

- Conduzione: attraverso il moto di agitazione molecolare di solidi o fluidi in condizione di riposo, per effetto di un gradiente di temperatura;
- Convezione: tra fluidi e superfici solide o tra fluidi in moto relativo, che si trovano a temperature diverse. La convezione si dice forzata quando il moto dei fluidi è causato da forze diverse dalla gravità;
- Irraggiamento: attraverso emissioni ed assorbimento di radiazioni elettromagnetiche nel campo del visibile e dell'infrarosso, con variazione della configurazione elettronica a livello atomico.

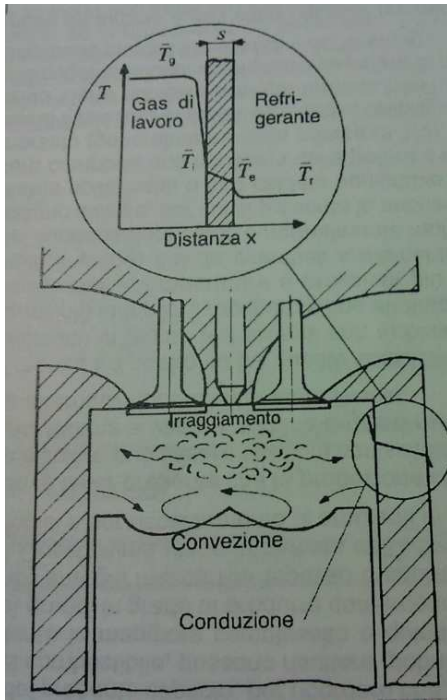


Figura 6.1 Trasmissione del calore

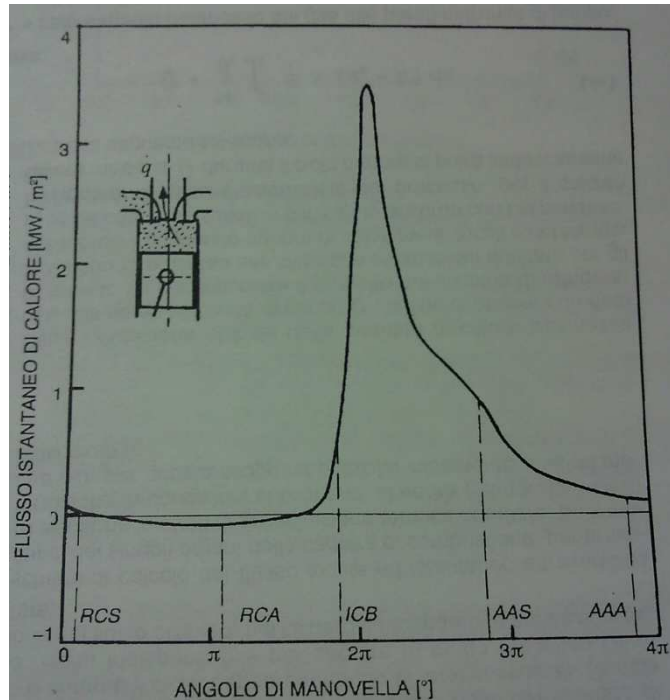


Figura 6.2 Flusso istantaneo di calore

In un motore, infatti, il calore passa: dai gas di scarico nel cilindro alla superficie interna delle pareti principalmente per convezione ed in parte per irraggiamento; per conduzione attraverso gli organi che delimitano il volume entro cui evolve il fluido di lavoro; nuovamente per convezione dalla superficie esterna di tali organi al fluido refrigerante. Nella figura sopra esposta si riporta i relativi profili di temperatura in un dato istante, evidenziando l'elevato gradiente attraverso lo strato limite di fluido aderente alle pareti.

Il flusso di calore varia fortemente con la posizione e con il tempo (o con l'angolo di manovella θ , ad esso proporzionale). Viene mostrato nella successiva figura un andamento tipico durante il ciclo del flusso istantaneo per unità di area \dot{q} attraverso la testata di un motore a 4T nelle condizioni di piena potenza, con la convezione di considerare \dot{q} positivo quando è uscente dal sistema costituito dal fluido di lavoro. Si vede allora che, durante l'aspirazione, il calore passa dalle pareti del cilindro alla carica più fresca, influenzando così il riempimento. Il flusso di calore si mantiene negativo nella prima parte della compressione, per poi invertire il segno quando la carica compressa ha aumentato sufficientemente la sua temperatura. Il calore scambiato in questa fase condiziona temperatura e pressione del fluido di lavoro durante la compressione. Le alte temperature e velocità dei gas prodotte dalla combustione fanno quindi salire rapidamente \dot{q} che raggiunge così il suo picco più elevato, influenzando principalmente sulle prestazioni e sulle sollecitazioni termiche. Durante

l'espansione e lo scarico le temperature diminuiscono rapidamente, provocando un calo di \dot{q} , che va soprattutto a ridurre la temperatura dei gas di scarico.

Il processo globale, purtroppo, risulta complesso da analizzare, per la forte variabilità locale e nel tempo delle principali grandezze che vi intervengono. Ci limitiamo a ricordare che:

- la temperatura dei gas assume valori diversi da punto a punto nel cilindro (specialmente durante la fase di combustione) e periodicamente durante il ciclo con il tempo;
- la velocità e densità dei gas (e perciò il coefficiente di scambio termico convettivo) cambiano localmente e con il tempo;
- la geometria del sistema (e quindi la superficie attraverso cui avviene il flusso di calore) varia col tempo;
- parte del calore trasmesso alla canna del cilindro è dovuto all'attrito del pistone;
- la conducibilità della parete dipende dalla quantità di: olio, carbone ed altri depositi che si raccolgono sulle superfici interne ed esterne;
- la temperatura delle pareti raggiunge localmente valori diversi da punto a punto, sia sul lato refrigerazione sia sul lato gas, dove si può avere anche una dipendenza dal tempo, seppure limitata ad un sottile strato superficiale.

Ne deriva che il processo di scambio termico in un motore costituisce certamente uno dei casi più complicati che si incontrano nella tecnica ingegneristica dei trasferimenti di calore. La sua analisi richiede pertanto l'introduzione di ipotesi semplificative legate agli scopi che ci si propone.

6.3 Calcolo del flusso medio di calore

Per una valutazione globale della quantità di calore trasmessa dai gas alle pareti nell'unità di tempo \dot{Q} , al fine di ottenere un dato di riferimento su cui impostare il progetto del sistema di raffreddamento si può fare ricorso alle classiche espressioni adottate per gli scambiatori, introducendo opportuni valori medi, locali e nel tempo, in modo da ottenere risultati in sufficiente accordo con l'esperienza.

Fatta l'ipotesi di quasi - stazionarietà del processo, per il calcolo del valore medio di \dot{Q} durante il ciclo si potrà sinteticamente utilizzare la seguente relazione:

$$\bar{\dot{Q}} = \frac{1}{\theta_c} \int_0^{\theta_c} h_i S_i (T_g - T_i) d\theta \quad (6.1)$$

dove:

$\bar{\dot{Q}}$ è il calore medio trasmesso dai gas alle pareti nell'unità di tempo;

θ_c periodo del ciclo (nel motore a quattro t: $\theta_c = 4\pi$);

h_i è il coefficiente istantaneo di trasmissione globale tra gas e superficie interna;

S_i è l'area della superficie interna istantanea del cilindro esposta ai gas

T_g è la temperatura istantanea dei gas, ottenuta mediando su tutta la massa del fluido

T_i è la temperatura istantanea delle pareti interne, mediata sull'intera superficie;

θ è l'angolo di rotazione dell'albero motore

La relazione (6.1) si può semplificare, mettendo in evidenza l'area A_c della sezione trasversale del cilindro, a cui si può ritenere proporzionale l'area esposta dei gas, un coefficiente medio locale e nel tempo di trasmissione globale \bar{h} (che tenga conto anche del calore trasmesso per irraggiamento) ed opportune temperature medie corrette dei gas \bar{T}_g^* e delle pareti interne \bar{T}_i definite dalle seguenti espressioni:

$$\bar{T}_g = \frac{1}{\theta_c} \int_0^{\theta_c} \frac{S_i}{A_c} T_g d\theta \quad (6.2)$$

$$\bar{T}_i = \frac{1}{\theta_c} \int_0^{\theta_c} \frac{S_i}{A_c} T_i d\theta \quad (6.3)$$

Per cui la (6.1) assume la semplice forma:

$$\bar{Q} = \bar{h}_i A_c (\bar{T}_g - \bar{T}_i) \quad (6.4)$$

6.4 Progetto del waterjaket

Si è partiti andando a quantificare quanto deve essere la portata del fluido refrigerante in modo tale da avere una sottrazione di calore pari al 25% della P_{id} e si è poi andati a costruire un piccolo foglio Excel introducendo:

- Potenza massima erogata dal motore;
- Delta T richiesto;
- Rendimento motore;
- Percentuale di potenza per il raffreddamento.

$$Potenza\ termica\ tot = \frac{P_{max}}{\eta_{motore}} \quad [KW] \quad (6.5)$$

$$P_{sottratta\ dal\ raff} = P_{term\ tot} * [\% P_{raff}] \quad [J/s] \quad (6.6)$$

$$\dot{V} = \frac{P_{sottratta\ dal\ raff}}{cp * \Delta T} \quad [l/min] \quad (6.7)$$

Il raffreddamento

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{\rho \cdot 60} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.8)$$

Una volta ricavata la portata massica ed aver scelto i diametri delle sezioni di ingresso ed uscita in modo tale da avere delle velocità nelle due interfacce non troppo elevate, si è andati a disegnare il circuito di raffreddamento iniziale (di primo tentativo), e con esso, anche una prima disposizione dei passaggi sulla guarnizione cercando di non avere un'eccessiva perdita localizzata con l'utilizzo di un diametro equivalente a quello di entrata (che è lo stesso di quello di uscita), che provoca un aumento locale considerevole della velocità nel passaggio attraverso i fori della guarnizione. Si è passati a fare un'analisi CFD per valutare se sono presenti zone di ristagno, cercando di ottimizzare, in seguito, la forma dei circuiti di raffreddamento in moto tale da diminuirle.

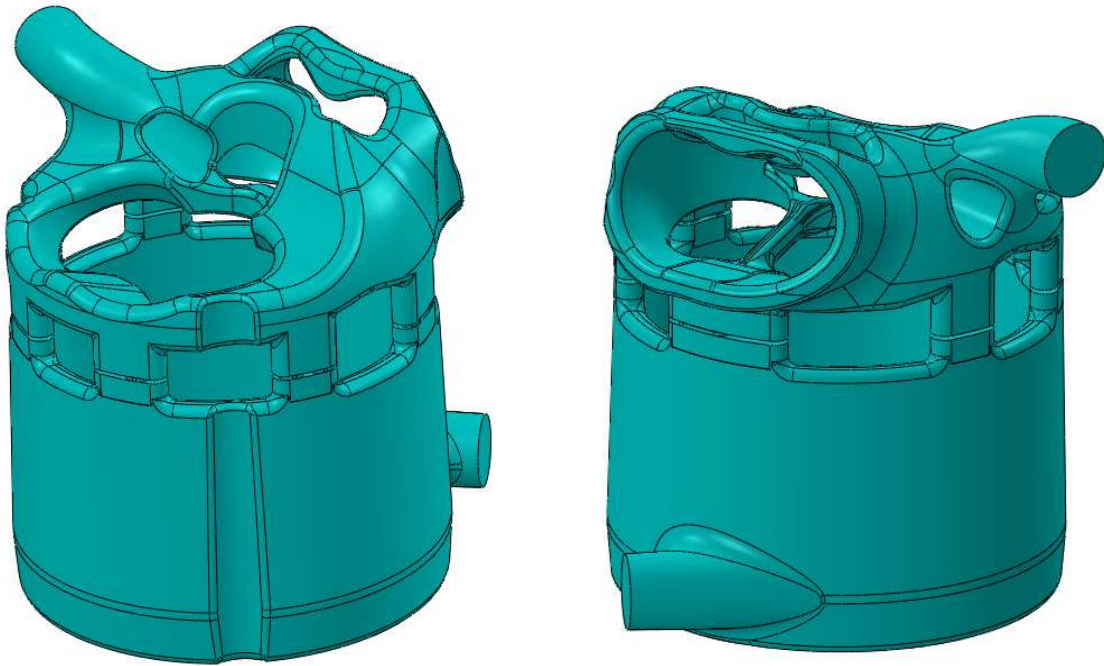


Figura 6.4 Circuito raffreddamento iniziale

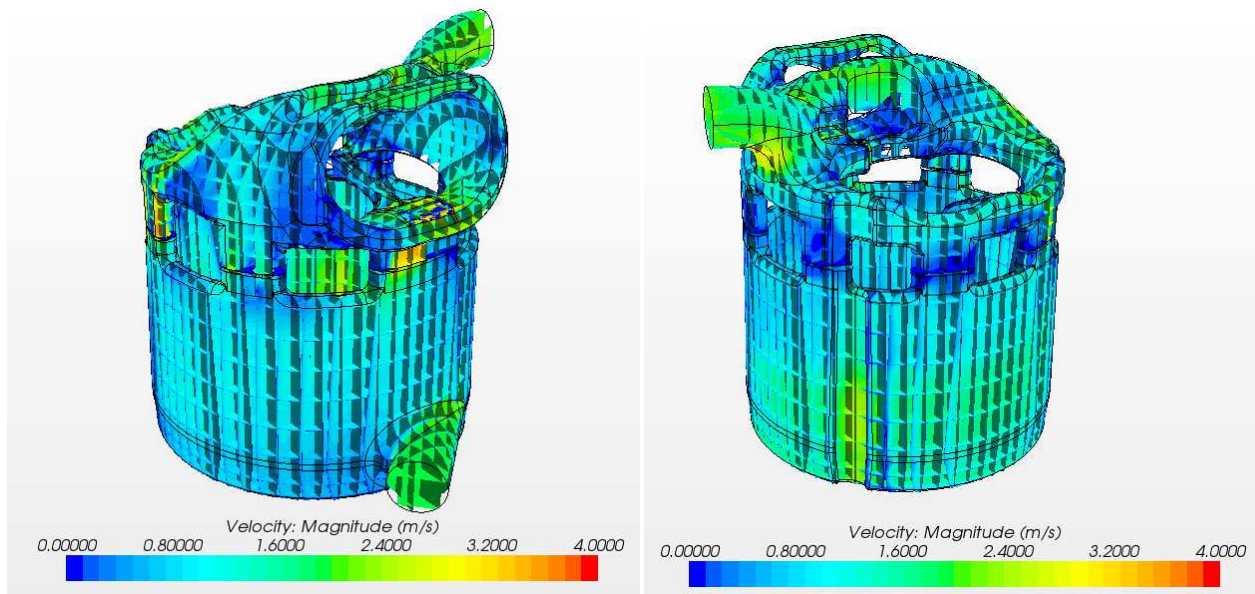


Figura 6.5 Analisi di velocità scalare

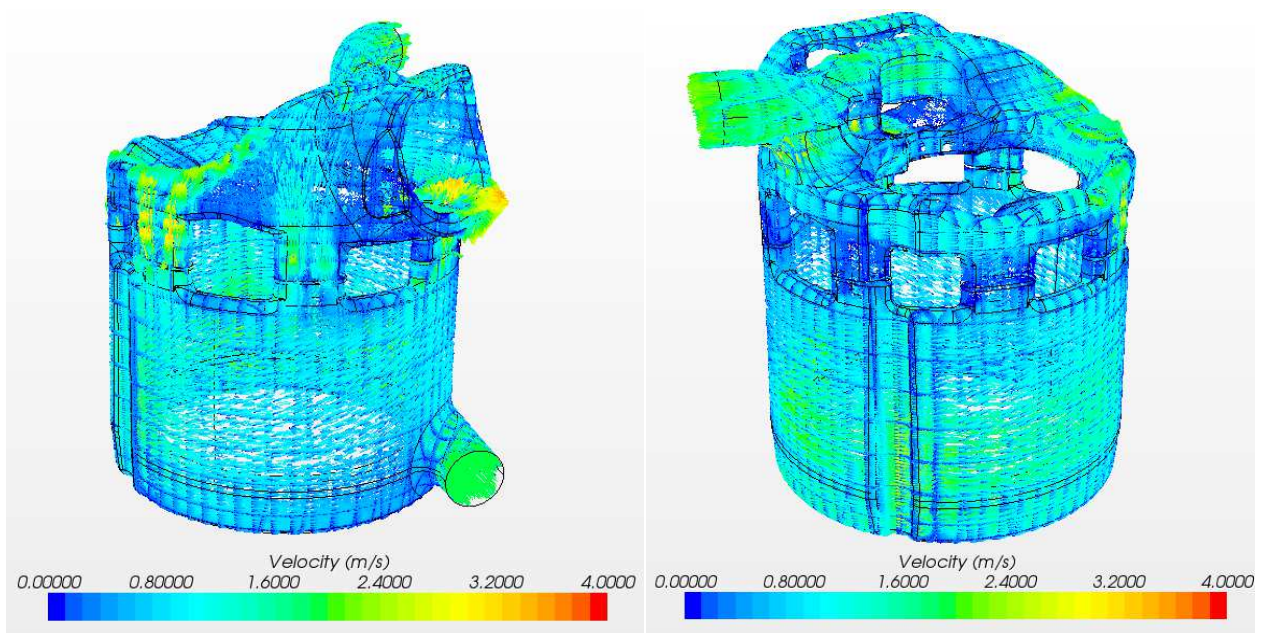


Figura 6.6 Analisi di velocità vettoriale

Come si può notare, vi sono molte zone in cui la velocità è bassa, quindi si è in pericolo di ristagno; di conseguenza quello che si è fatto nelle successive ottimizzazioni è cercare di rendere minime queste zone.

Si mostrano ora gli ultimi due step di ottimizzazione del circuito di raffreddamento, che chiameremo versione A e versione B.

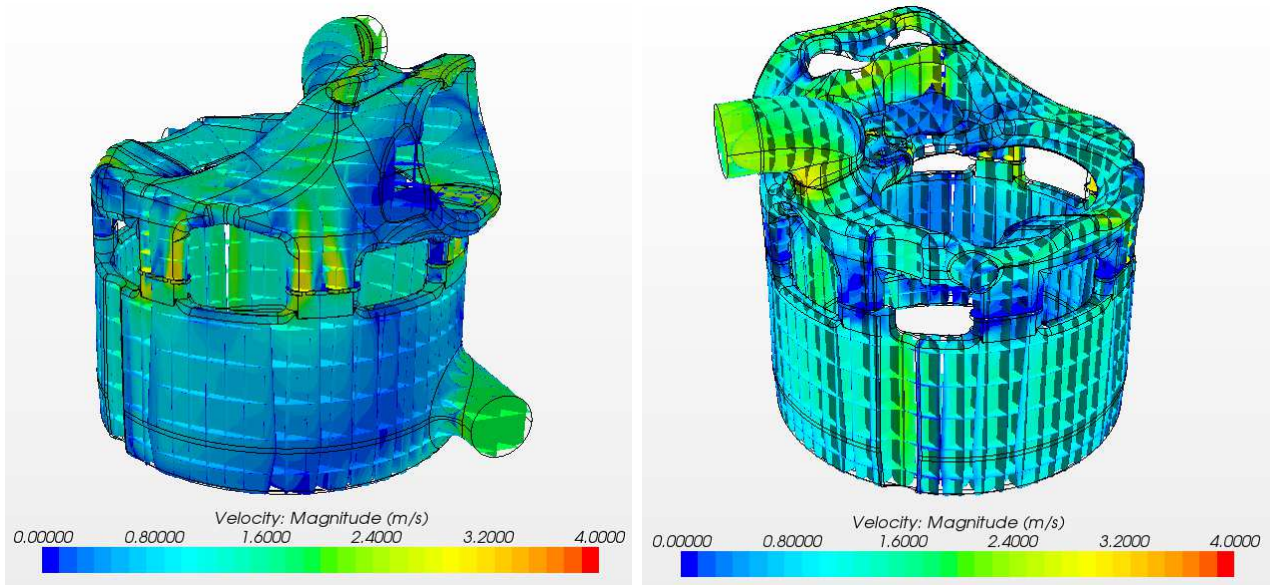


Figura 6.7 Analisi di velocità scalare versione A

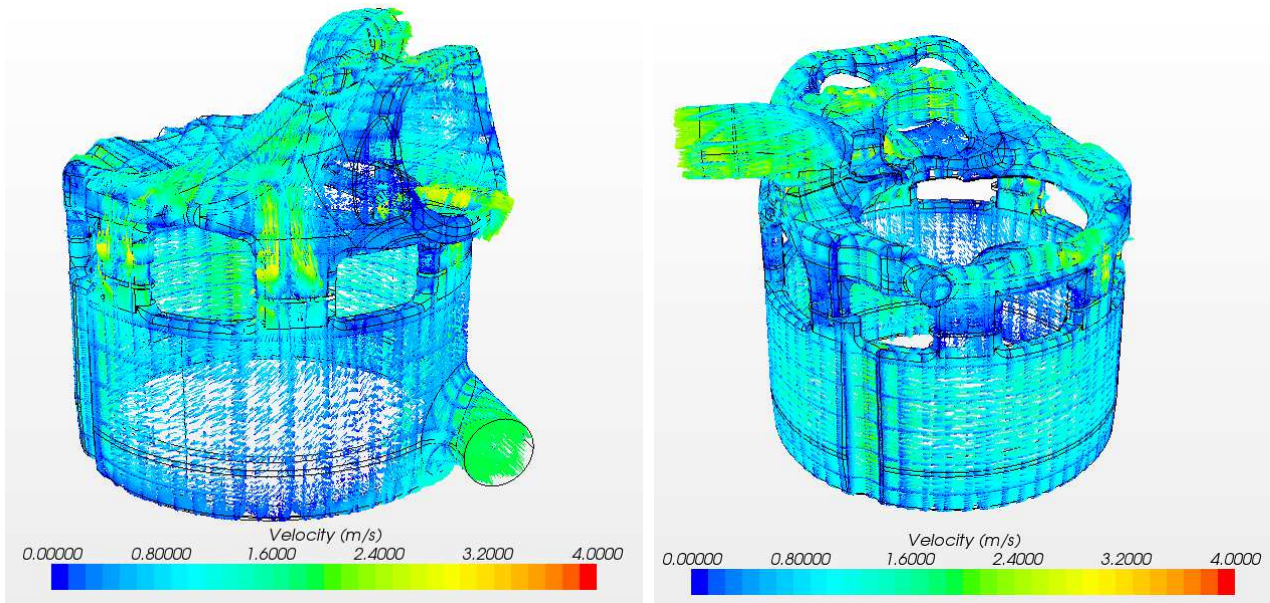


Figura 6.8 Analisi di velocità vettoriale Versione A

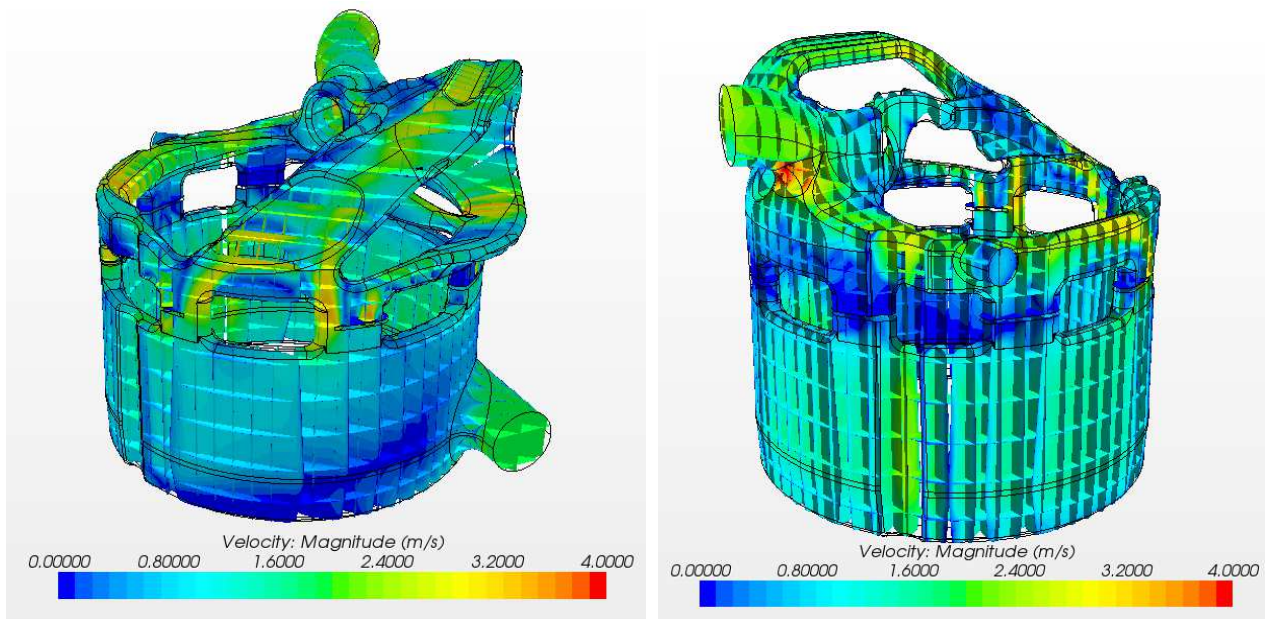


Figura 6.9 Analisi di velocità scalare versione B

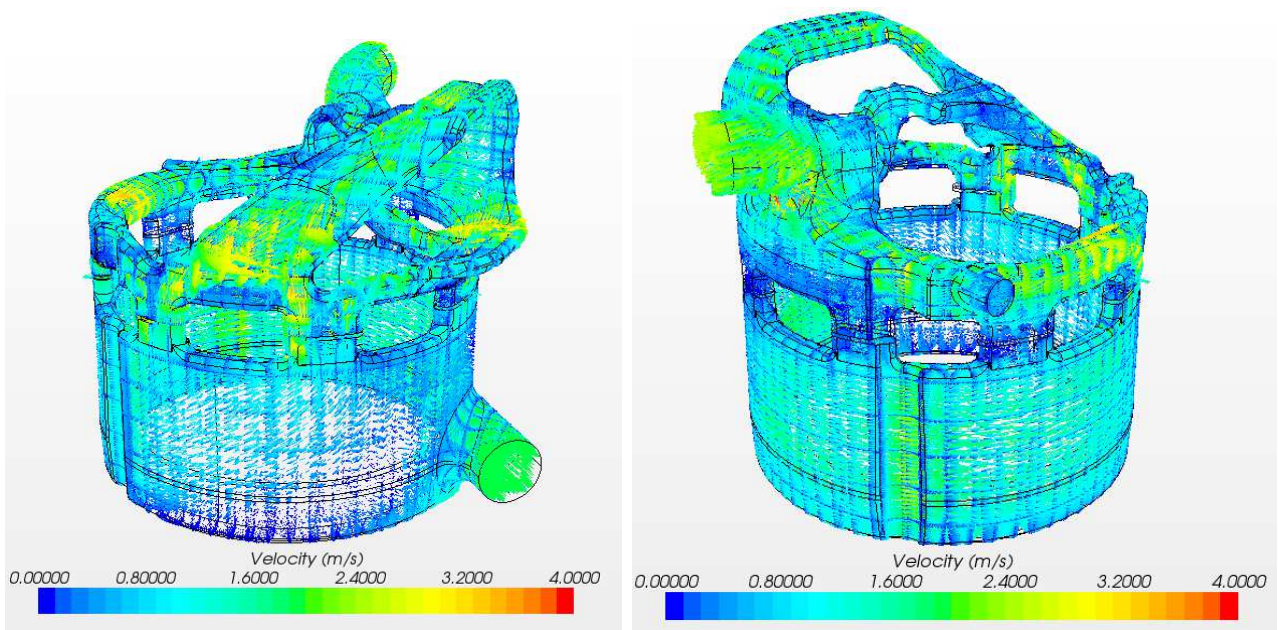


Figura 6.9 Analisi di velocità vettoriale versione B

La versione A e la versione B si differenziano in quanto nella B si è cercato di indirizzare il flusso già all'uscita dei passaggi della guarnizione, in modo tale che lambisca solo alcune parti scelte opportunamente. In questa versione vi è anche un'accurata attenzione per quanto riguarda gli eventuali sottosquadri in modo da semplificare l'anima che servirà a realizzarla.

Nelle versioni A e B si può anche notare la predisposizione per il sensore per rilevazione della temperatura del circuito di raffreddamento, che deve essere posizionato in una zona nella quale non vi è un ristagno per non falsare la misurazione.

Da queste simulazioni sono state inoltre prese le condizioni al contorno, che serviranno per condurre l'analisi termica sulla testata null'interfaccia dei passaggi della guarnizione.

Si vanno ora a valutare le perdite di pressione che si hanno all'interno del circuito di raffreddamento, che serviranno per trovare la caratteristica complessiva del circuito di raffreddamento.

	Versione iniziale	Versione A	Versione B
ΔP Cilindro	3118 [Pa]	3583 [Pa]	3821 [Pa]
ΔP Testa	3303 [Pa]	4566 [Pa]	6297 [Pa]
ΔP Totale	6421 [Pa]	8149 [Pa]	10118.5 [Pa]

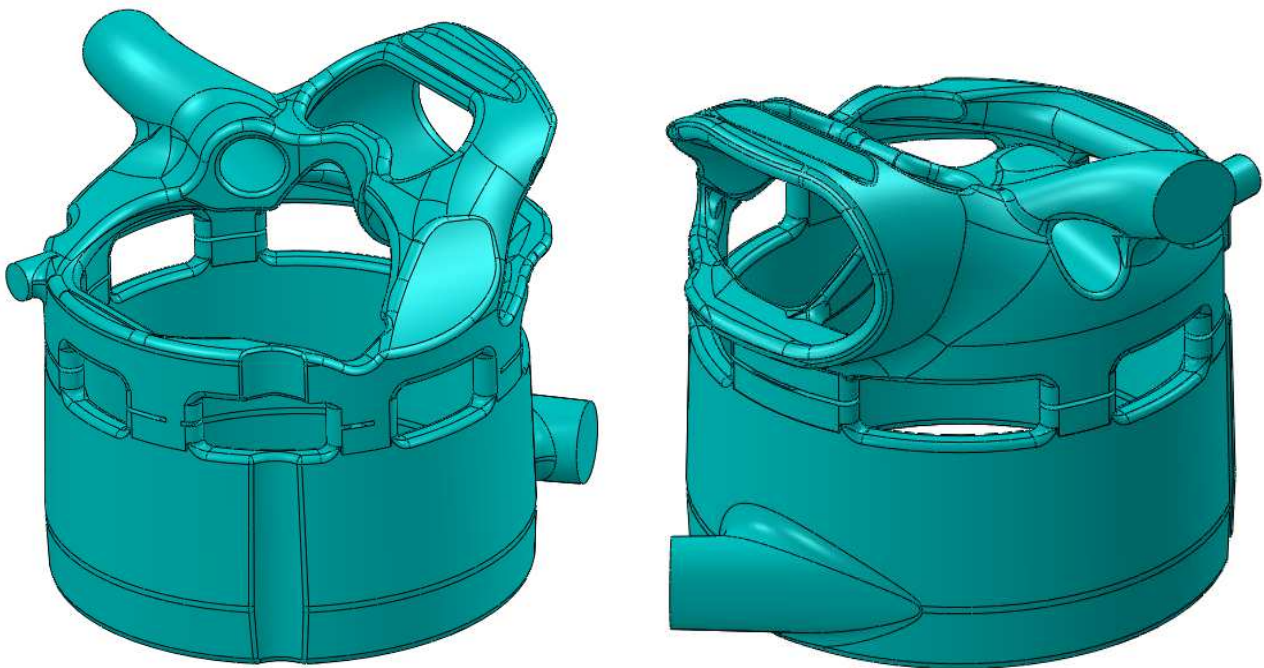


Figura 6.10 Circuito raffreddamento finale (Versione B)

6.5 Gruppo termico

Si affronta in questo paragrafo la simulazione termica eseguita sul gruppo termico comprensivo di: testata, circuito raffreddamento, sedi valvole, guide valvole ed il circuito olio, come mostrato nella sezione in figura.

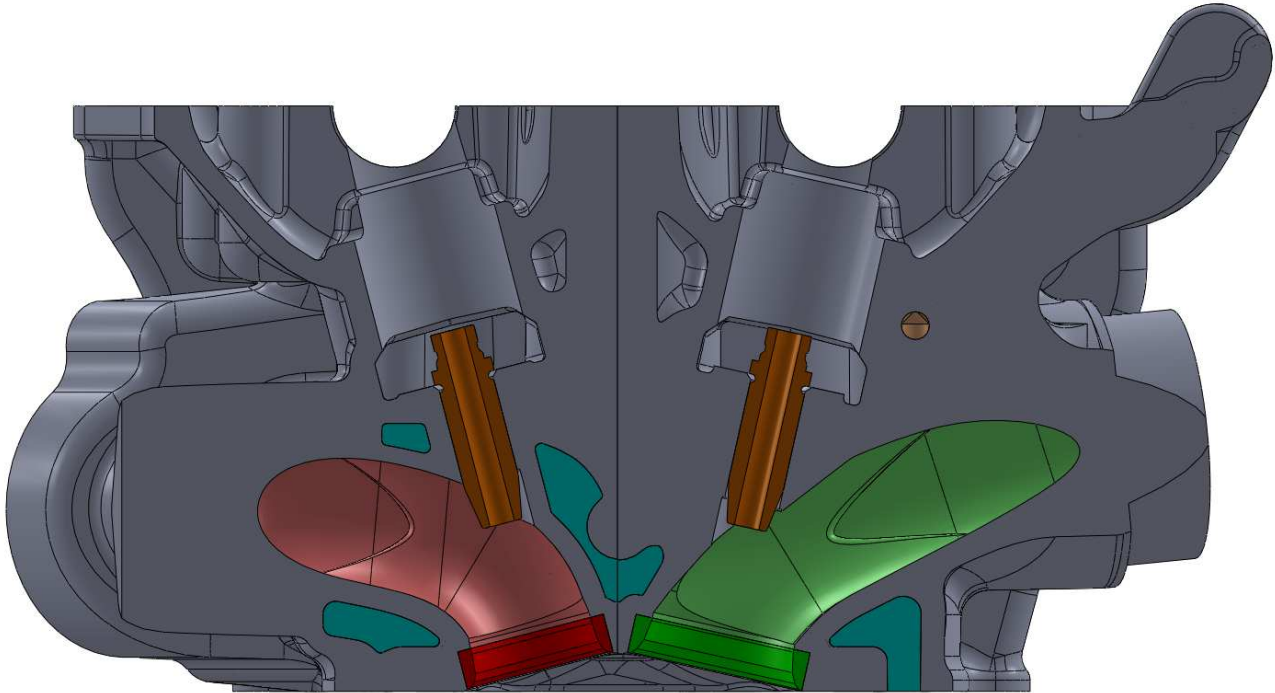


Figura 6.11 Gruppo termico

Quello che si vuole andare a valutare è la potenza termica trasmessa effettivamente al fluido per andare a verificare che sia in accordo con le ipotesi fatte in precedenza, le temperature massime che si raggiungono nella testata, nelle sedi valvole e nelle guide valvole.

Si è andati di andare ad introdurre i flussi termici mediati sul ciclo derivati dalla simulazione 1D condotta in precedenza. Sono stati introdotti in particolare:

- Portate su ingresso waterjaket testa
- Temperatura e coefficiente di trasferimento del calore sulla camera di combustione
- Temperatura e coefficiente di trasferimento del calore sulle sedi valvole
- Temperatura e coefficiente di trasferimento del calore sui condotti di aspirazione e scarico
- Temperatura e coefficiente di trasferimento del calore sul circuito olio
- Temperatura e coefficiente di trasferimento del calore pareti esterne della testata
- Temperatura e coefficiente di trasferimento del calore sull'interfaccia della guarnizione

Naturalmente vi sono materiali diversi all'interno della testata e quindi diversi comportamenti degli stessi alla trasmissione del calore; questa simulazione serve anche per andare a definire i campi di tolleranze per la costruzione, ad esempio, per le guide valvole in modo tale da evitare il grippaggio della valvola quando questa si scalda.

Come per il circuito di raffreddamento, anche qui, verranno presentate le ultime due versioni della testata, che corrispondono proprio alle due versioni già presentate nel paragrafo precedente (chiamate ancora versione A e versione B). Si presentano ora i risultati ottenuti nelle due versioni presentate.

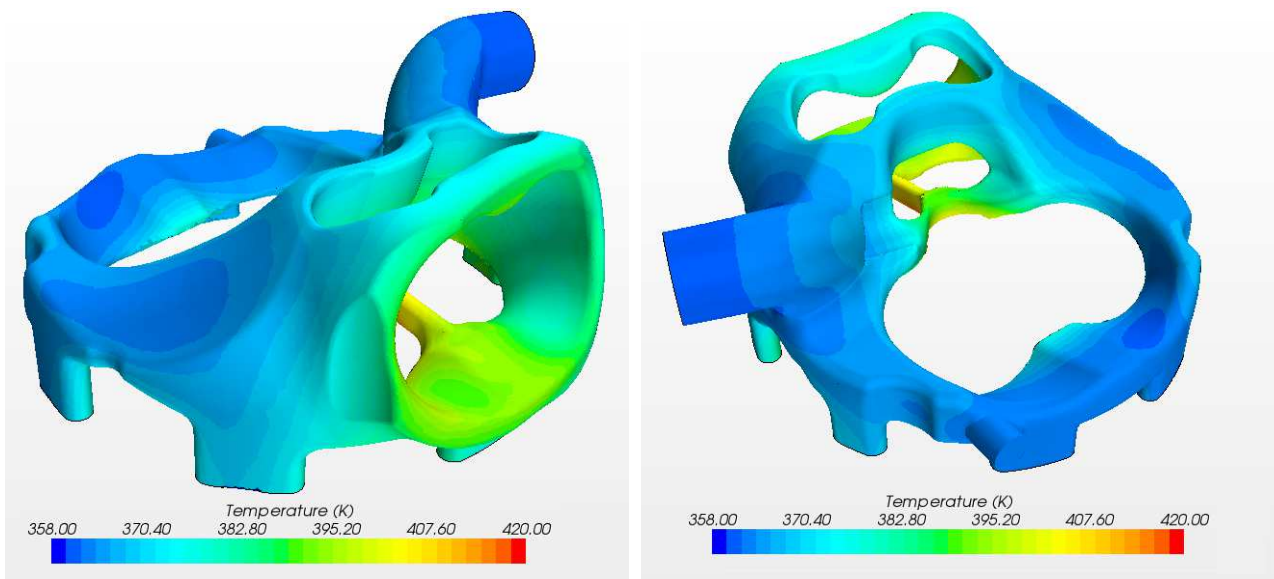


Figura 6.12 Analisi termica circuito raffreddamento Versione A

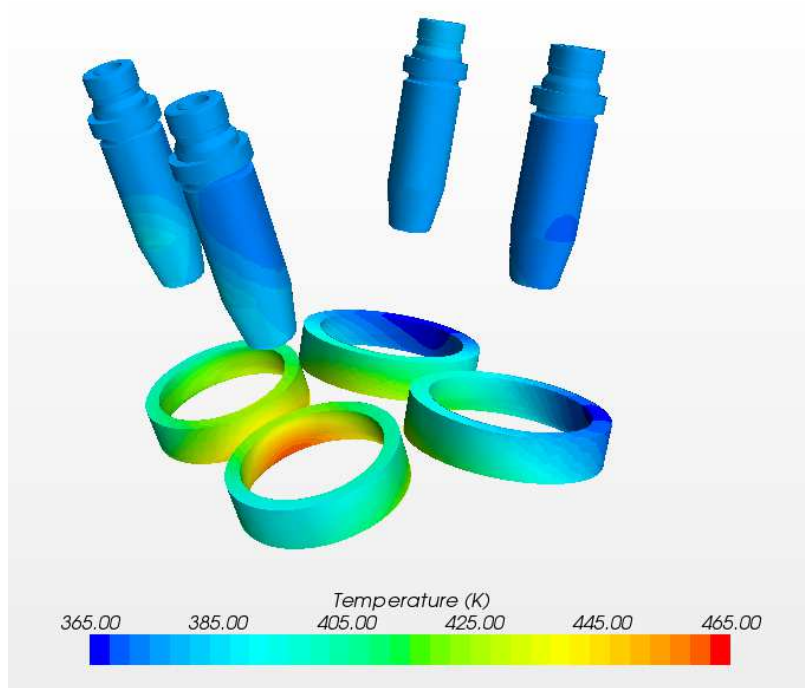


Figura 6.13 Analisi termica guide e sedi valvole Versione A

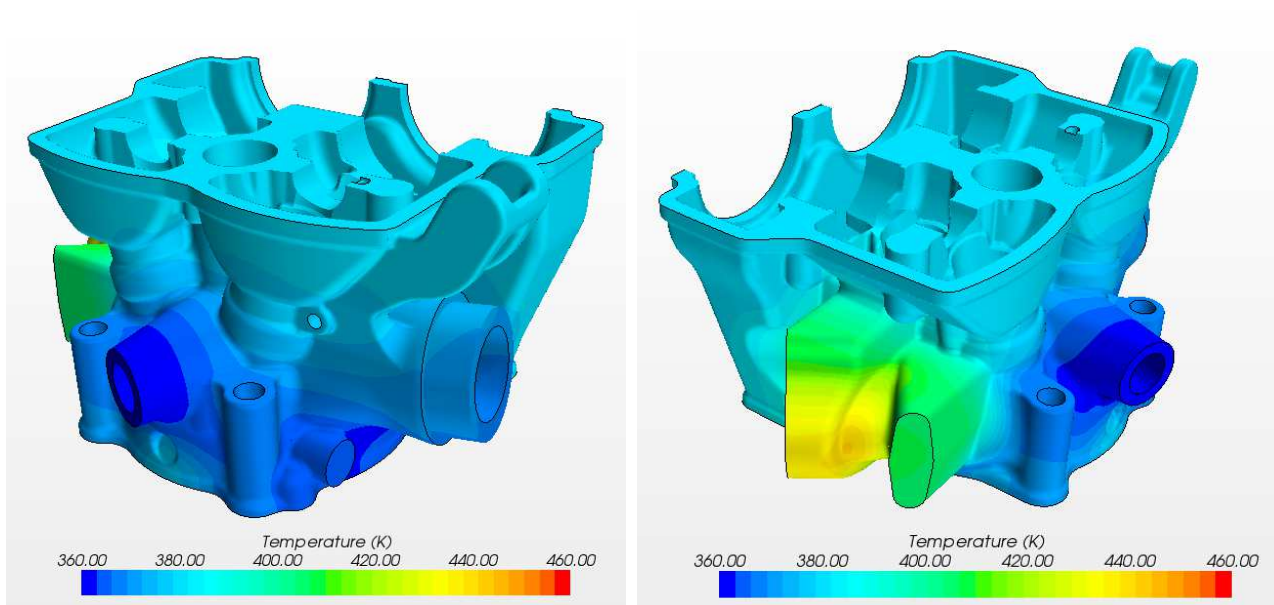


Figura 6.14 Analisi termica testata Versione A

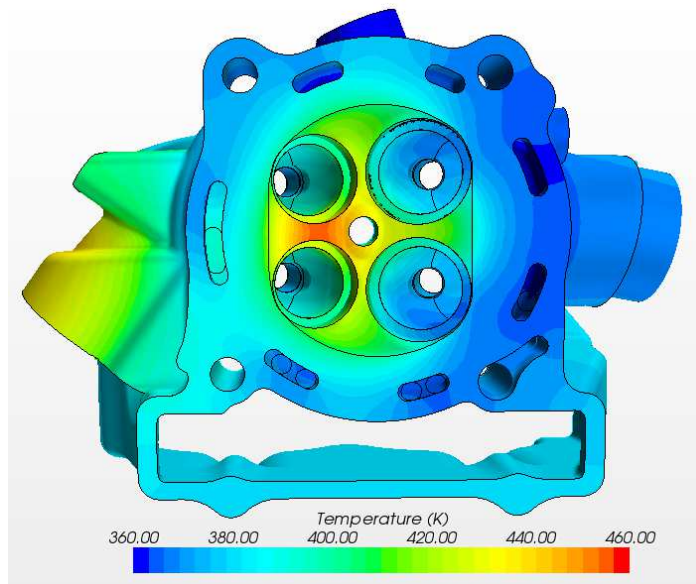


Figura 6.15 Analisi termica testata Versione A

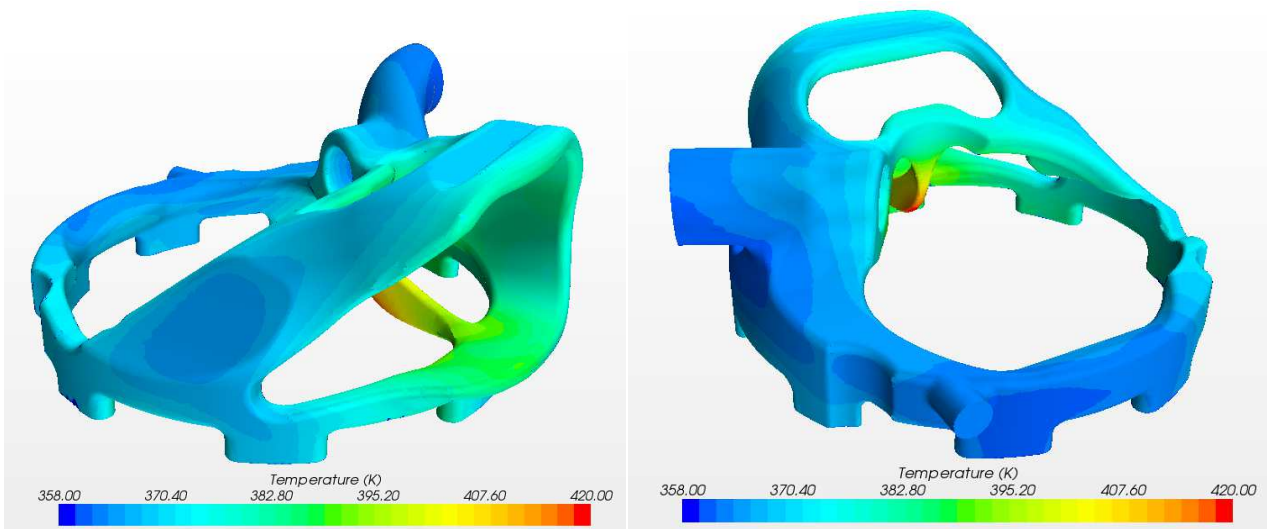


Figura 6.16 Analisi termica circuito raffreddamento Versione B

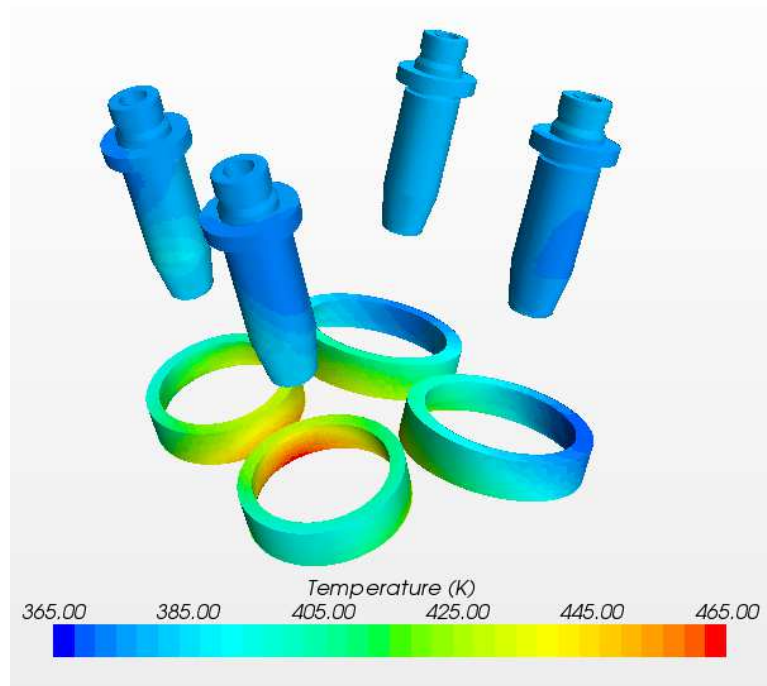


Figura 6.17 Analisi termica guide e sedi valvole Versione B

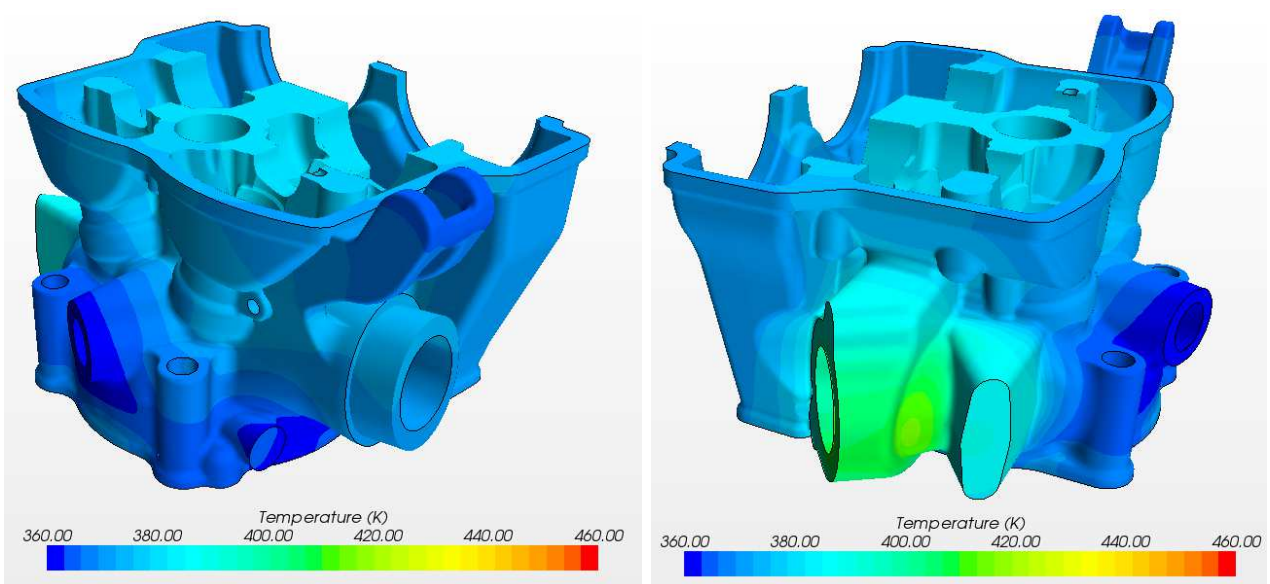


Figura 6.18 Analisi termica testata Versione A

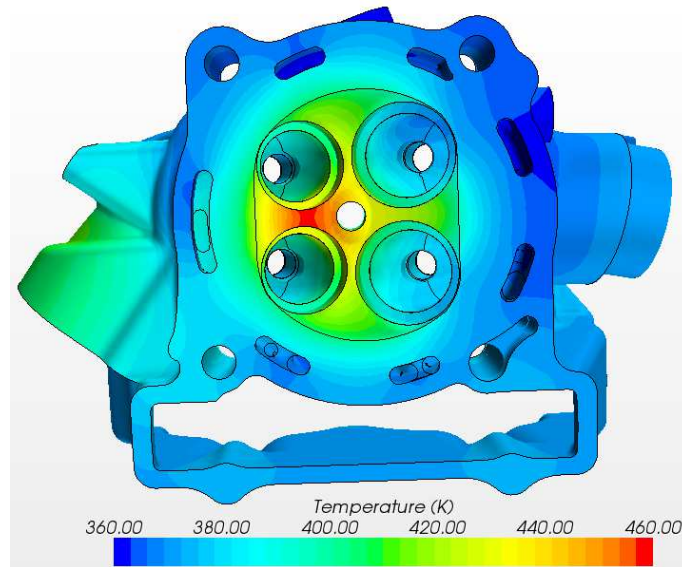


Figura 6.19 Analisi termica testata Versione B

Come è possibile notare, nei risultati riguardanti la temperatura del circuito di raffreddamento si raggiungono temperature ben al disopra della temperatura di ebollizione di 373 K: questo è dovuto alla possibilità data al fluido di cambiare stato, quello che infatti si vede non è la temperatura del liquido ma quella del vapore presente nel circuito.

Valutiamo ora qualche risultato numerico ottenuto nelle due simulazioni.

	Versione A	Versione B
Temp max Al	455 [K]	457.8 [K]
Temp max sedi	461 [K]	463 [K]
Temp max guide	387 [K]	389 [K]
ΔT fluido refrigerante	1.9 [°C]	2.5 [°C]
Potenza termica scambiata	3667 [W]	3335 [W]

Come si può notare, non vi sono significative differenze di temperatura massime che vengono raggiunte nei due casi, entrambe sono sotto ai limiti di utilizzo imposti dai materiali impiegati.

Si può notare una differenza di circa 300 [W] per quando riguarda la potenza termica scambiata tra testata e circuito di raffreddamento dovuta alla semplificazione del circuito di raffreddamento soprattutto attorno alle valvole di scarico.

Si può ,inoltre, notare una differenza marcata riguardante la zona vicina al condotto di scarico dovuta ad un ampliamento del circuito di raffreddamento.

Acustica

7.1 Richiami di acustica nei motori

Il rumore prodotto dal funzionamento dei motori endotermici alternativi può essere schematicamente suddiviso nei seguenti contributi:

1. un *rumore di combustione*, dovuto al rapido incremento di pressione nel cilindro durante il processo di combustione; tale pressione, agendo sul pistone, sulla testa e sulle pareti del cilindro, produce impatti attraverso gli organi del manovellismo trasmessi alla struttura del motore, che vibra irradiando rumore.
2. Un *rumore meccanico*, generato dagli urti di natura meccanica, che si producono nei principali accoppiamenti cinematici del motore; fra questi urti si evidenziano, ad esempio, lo “scampanamento” del pistone in prossimità dei punti morti sotto l’azione combinata della pressione e delle forze d’inerzia, l’impatto delle valvole sulle sedi, la chiusura degli iniettori, quelli dovuti agli organi della distribuzione, all’ingranamento di denti, ecc.
3. Un *rumore gasdinamico*, causato dal processo ciclico di sostituzione del fluido di lavoro nel cilindro. Il moto instazionario dei gas che ne deriva causa oscillazioni di pressione di ampiezza rilevante che, dopo aver attraversato i sistemi di aspirazione e di scarico del motore, raggiungono l’ambiente esterno.

Il rumore può essere definito un suono non desiderato, prodotto dalle vibrazioni di un corpo (una sorgente sonora), che si trasmettono al mezzo circostante con una data velocità (la velocità del suono), dipendente dalle caratteristiche elastiche del mezzo, raggiungendo l’orecchio umano e facendo vibrare la membrana del timpano. Quando queste vibrazioni sono percepite dal cervello, danno origine alla sensazione uditiva.

Le forme tipiche di un’onda sonora sono:

1. *onda piana* (unidirezionale), che presenta un’ampiezza uguale in tutti i punti di ogni piano perpendicolare alla direzione di propagazione. Può essere considerata piana l’onda sonora che si propaga in un condotto avente diametro piccolo rispetto alla sua lunghezza.
2. *onda sferica*, che si propaga in tutte le direzioni dello spazio a partire da una sorgente puntiforme, dando origine, così, ad una serie di fronti d’onda di forma sferica. Di questo tipo può essere considerata l’onda che si propaga nell’ambiente circostante dalla sezione terminale dello scarico di un motore.

Un campo sonoro, vale a dire la regione dello spazio in cui si propagano le onde sonore, viene descritto dalle seguenti proprietà:

1. *Livello di pressione sonora.* La pressione sonora in un punto del campo può variare in modo più o meno complesso. L'orecchio umano è sensibile al suono nella gamma di frequenze compresa tra 20 Hz e 20 kHz: alla frequenza di 1 kHz, il suono più basso che può essere udito dall'orecchio umano presenta una pressione sonora di $2 \cdot 10^{-5}$ Pa; all'altro estremo della scala la soglia del dolore si verifica con valori di circa 100 Pa.

Per valutare la pressione sonora, se si usassero scale lineari si dovrebbe lavorare con numeri molto diversi; risulta più comodo esprimere i parametri acustici come logaritmo del rapporto tra il valore considerato ed uno di riferimento. Ciò porta all'uso di numeri più maneggevoli e alla unità di misura chiamata Bel. Il Bel è però nella pratica troppo grande, allora per non dover lavorare su numeri eccessivamente piccoli si usa un'unità pari ad un decimo di Bel, il decibel (dB).

La pressione sonora viene quindi espressa in termini di *livello di pressione sonora* L_p , definito da:

$$L_p = 20 \log_{10} \left(\frac{p}{p_0} \right) \quad [\text{dB}] \quad (7.1)$$

Dove:

p_0 pressione sonora di riferimento, pari a $2 \cdot 10^{-5}$ Pa.

L_p è compreso tra 0 dB (soglia minima di udito) e 120 dB (soglia del dolore). Tale parametro è semplice da misurare, per mezzo di un comune microfono.

2. *Livello di potenza sonora.* La potenza sonora è data dall'energia totale irradiata nell'unità di tempo; variando tale grandezza in un intervallo molto ampio, si introduce una scala logaritmica e si definisce il *livello di potenza sonora* L_p di una sorgente come:

$$L_p = 10 \log_{10} \left(\frac{p}{p_0} \right) \quad [\text{dB}] \quad (7.2)$$

Dove P_0 , potenza sonora di riferimento, pari a 10-12 W.

3. *Livello di intensità sonora.* L'intensità sonora è definita come l'energia sonora che attraversa nell'unità di tempo l'unità di area disposta normalmente alla direzione di propagazione dell'onda. Anche in questo caso tale proprietà viene espressa in termini di livello dalla seguente relazione:

$$L_i = 10 \log_{10} \left(\frac{I}{I_0} \right) \quad [\text{dB}] \quad (7.3)$$

Dove I_0 intensità di riferimento è assunta pari a 10-12 Wm^{-2} .

4. *Spettri di frequenza.* L'orecchio umano è sensibile non solo alla pressione sonora, ma anche al contenuto in frequenza di un suono. Per caratterizzare un suono, dunque, occorre descrivere anche le frequenze che lo compongono, e ciò lo si ottiene dando lo spettro del livello di pressione sonora. Nel caso di tono puro, la pressione acustica varia con una legge sinusoidale nel dominio del tempo:

una sola frequenza è presente, per cui il suono è rappresentato nel dominio della frequenza con uno spettro costituito da una sola linea. Se il suono deriva dalla composizione di due toni puri, ne risulterà un'onda distorta che presenta uno spettro di frequenze formato da due linee.

Estendendo il ragionamento, un segnale comunque complesso può essere visto come la combinazione di un numero opportunamente elevato di onde sinusoidali, grazie al principio dell'analisi di Fourier.

Come primo step dell'analisi è stato realizzato il modello Gt-Power del motore (come già detto nel capitolo 4), per il quale particolare cura è stata rivolta ai componenti fluidodinamicamente più complessi, quali i volumi che il flusso incontra lungo il proprio cammino dall'aspirazione allo scarico. Avendo a disposizione il disegno CAD di questi, ogni elemento è stato modellato con una rete più o meno complessa di sotto-volumi e di condotti connessi da orifizi, sfruttando un particolare strumento del pacchetto Gt-Power (Gem3D), in grado di discretizzare in maniera semiautomatica un componente complesso, sulla base del suo disegno 3D. Il componente più articolato e più interessante per l'acustica del motore è il silenziatore, in questo caso i silenziatori realizzati in modi diversi a seconda che si stia parlando della versione Std o di quella Evo. I silenziatori sono stati studiati in modo tale da far superare le prove di omologazione come si vedrà in seguito.

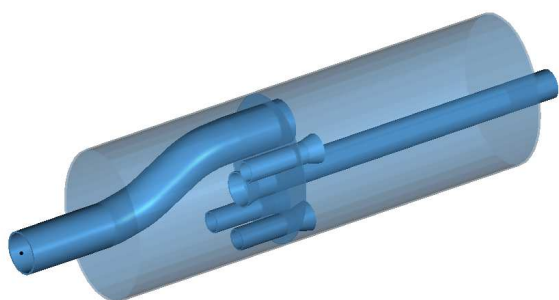


Figura 7.1: Schema dei silenziatore Std

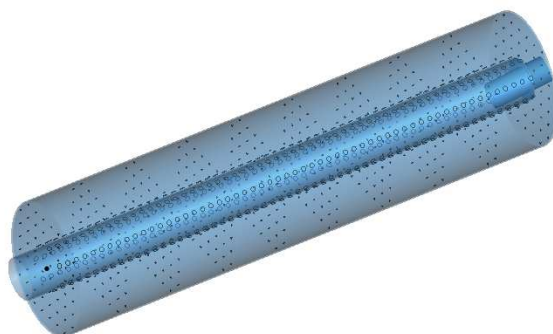


Figura 7.2: Schema dei silenziatore EVO

Per ciascuno dei componenti complessi, il livello di raffinamento del modello è stato ottimizzato al fine di determinare un compromesso fra l'accuratezza dei risultati acustici e i tempi di calcolo. Dal punto di vista prestazionale, infatti, non sarebbe richiesta una discretizzazione dettagliata, in quanto sarebbe sufficiente cogliere la perdita di pressione associata all'attraversamento del componente da parte del flusso di gas. Inoltre, la lunghezza di ogni sotto-volume della rete del modello Gt-power

deve essere impostata piccola abbastanza per cogliere la più alta frequenza di interesse, seguendo le linee guida riportate nel manuale del codice di calcolo, attraverso la seguente correlazione empirica:

$$\Delta x = \frac{1}{10} \frac{c}{f_{max}} \quad (7.4)$$

Dove:

c la velocità del suono;

f_{max} la più alta frequenza di interesse (che dipende dal massimo regime di rotazione e dal numero di cilindri).

Un ordine motore rappresenta, infatti, il parametro moltiplicativo della frequenza di rotazione del motore stesso: l'ordine 1 visualizza così, regime per regime, la frequenza del motore; l'ordine 2 visualizza il doppio della frequenza del motore, e così via.

La lunghezza di discretizzazione ottenuta con (7.4) è stata aumentata per il sistema di scarico, per tenere conto del flusso di gas ad alta temperatura, come espresso da un'altra relazione empirica, riportata. Mentre per far il confronto sperimentale si è mantenuto il Δx trovato dalla forma empirica.

$$\left(\frac{\Delta x}{\sqrt{T_{gas}}} \right)_{hot} = \left(\frac{\Delta x}{\sqrt{T_{gas}}} \right)_{cold} \quad (7.5)$$

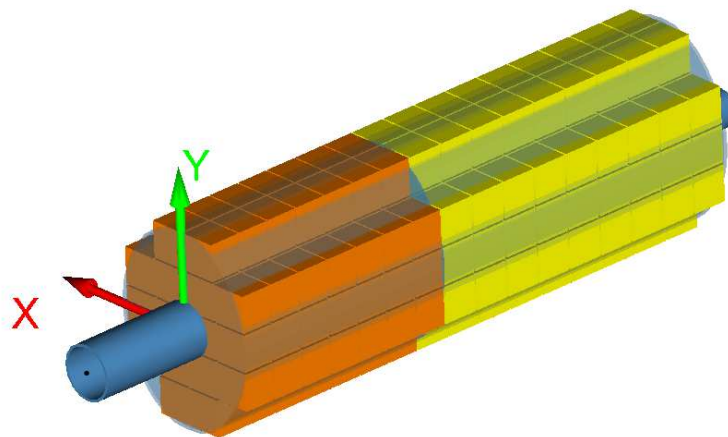


Figura 7.3: Discretizzazione del silenziatore STD

Il test di riferimento è la prova di *Transmission Loss* di un componente: tale parametro rappresenta la differenza in dB tra il livello della potenza sonora dell'onda incidente (PI), la quale, passando attraverso il componente, subisce un'attenuazione che risulta funzione della sua sola geometria e ne caratterizza il comportamento acustico, e quello dell'onda trasmessa (PT).

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{P_I}{P_T} \right) \quad (7.6)$$

Per eseguire la prova, l'elemento da testare viene inserito fra due tubi di uguale diametro e nel condotto a monte è predisposto un altoparlante in grado di generare un rumore su tutto lo spettro di frequenze di interesse; il condotto a valle termina con un'estremità anecoica, anch'essa in grado di non produrre alcuna eco delle onde che la raggiungono, realizzata tramite l'impiego di materiale fonoassorbente. Due microfoni elettrostatici sono montati a monte del muffler per misurare la potenza acustica netta incidente (P_i = potenza acustica trasmessa dall'altoparlante meno quella riflessa), un solo microfono è posto a valle del muffler per misurare la potenza acustica trasmessa (P_T). La spaziatura tra i microfoni a monte viene determinata in funzione del campo di frequenze del campo di frequenze da indagare.

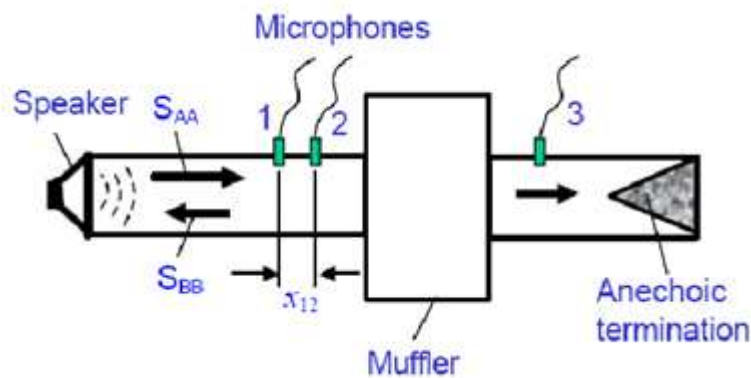


Figura 7.4: Schema strumentazione misura TL

Nonostante le condizioni della prova siano differenti rispetto a quelle presenti durante il funzionamento del motore, un modello del componente testato che presenti un buon accordo numerico-sperimentale relativamente al test di Transmission Loss permette di far ottenere dei buoni risultati acustici anche quando è inserito nel modello complessivo del motore, dove sono considerate le reali condizioni operative di quest'ultimo (in particolare la temperatura del gas che attraversa il muffler, ovviamente molto superiore alla prova a freddo di valutazione della TL).

La bontà del modello di un componente dipende ovviamente da come questo è stato realizzato sulla base della geometria effettiva del componente stesso e dal livello di discretizzazione considerato, che è stato ottimizzato al fine di permettere di cogliere bene i risultati acustici alle frequenze di interesse, senza far lievitare a dismisura i tempi di calcolo del solutore.

7.2 Normativa e prova di by-pass

La normativa europea per questo tipo di veicoli a due ruote dice:

"La direttiva di base del Consiglio relativa al livello sonoro ammissibile e ai dispositivi di scappamento dei veicoli a motore (70/157) si applica a tutti i veicoli in grado di superare la velocità di 25 km orari."

"I rumori prodotti dai veicoli a motore a due ruote (motocicli) sono ormai da tempo limitati da direttive comunitarie (direttiva 78/1015) che prevedono una riduzione in più fasi. L'ultima di tali fasi è entrata in vigore nel 1993/1994. I valori limite che essa fissa sono 75 dB(A) per le moto di cilindrata inferiore a 80 cm³, 77 dB(A) per quelle di cilindrata compresa fra gli 80 e 175 cm³ e 80 dB(A) per le moto di cilindrata superiore a 175 cm³."

Avendo una cilindrata maggiore a 175 cm³ ricadiamo quindi nella terza categoria dove il limite è fissato a 80 dB(A). Vediamo come si svolge la prova di by-pass per l'omologazione del veicolo:

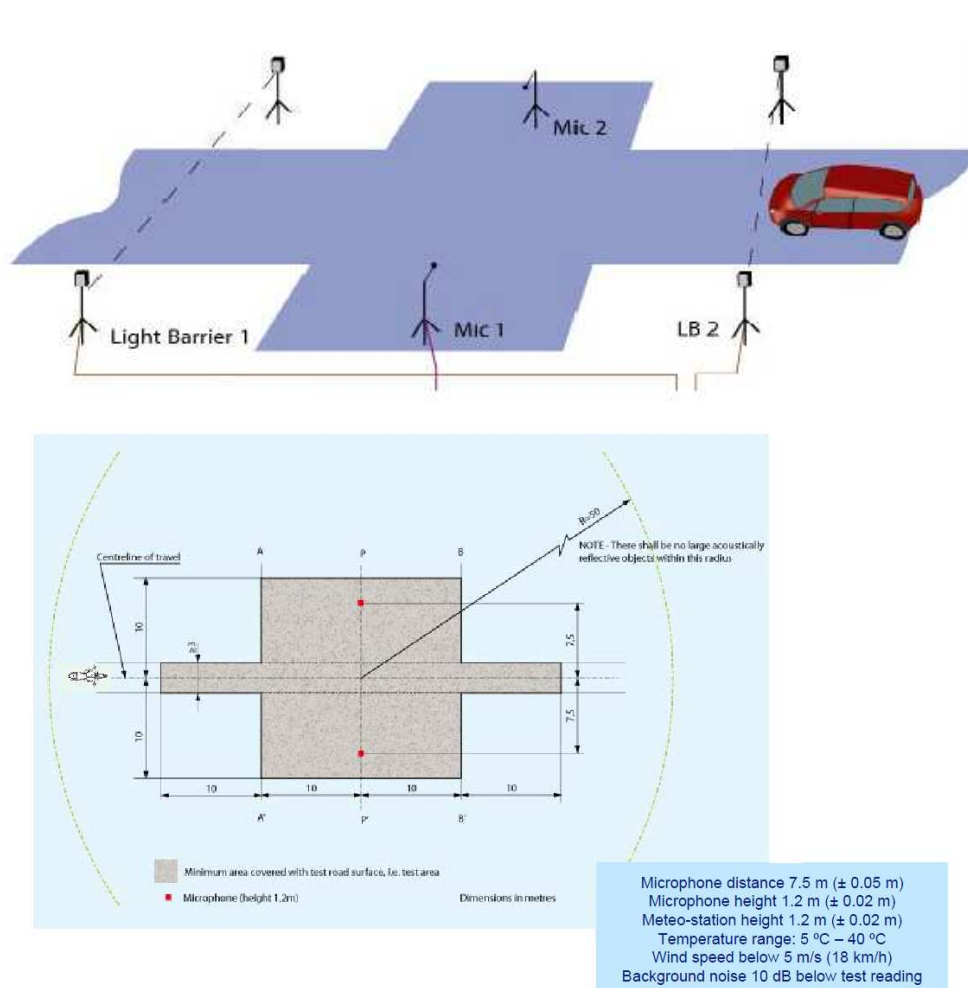


Figura 7.5: Schema prova di by-pass

La prova si suddivide in due:

- accelerazione fino a 50Km/h fino ad una linea di riferimento;
- velocità costante di 50 Km/h in terza marcia .

Ad una distanza di 7,5 m in direzione perpendicolare alla direzione del veicolo vengono messi due microfoni che vanno a misurare il rumore prodotto, che deve essere inferiore agli 80 dB(A).

Purtroppo non riuscendo a riprodurre la prova come simulazione viene fatto una piccola semplificazione. Quello che viene fatto è mettere i due microfoni ad una distanza pari a 7.5m dal veicolo facendo una prova stazionaria ed andando a misurare il rumore prodotto, ne vengono valutati i risultati finché non soddisfano i requisiti per l'omologazione.

Noto il rapporto primario, la rapportatura del cambio, il numero dei denti del pignone e della corona ed infine il diametro della ruota posteriore, è possibile andare a valutare a che regime del motore ci corrisponde a una velocità del veicolo pari a 50Km/h. In questo caso si è ad un regime pari a circa 5500 RPM.

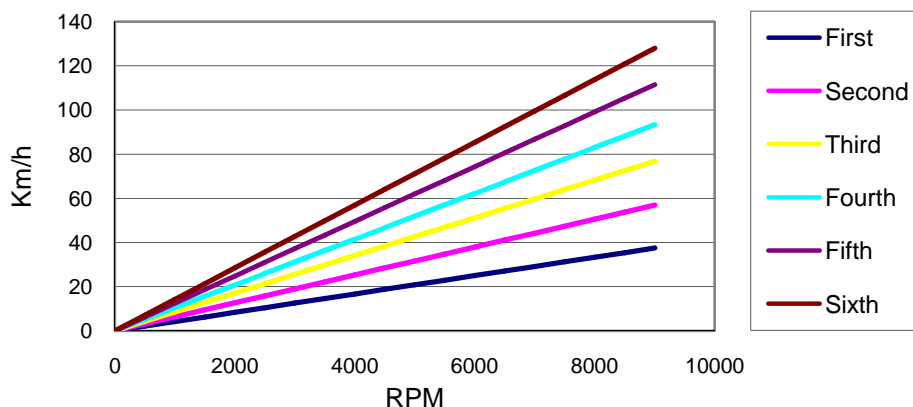


Figura 7.6 Rapportature cambio

7.3 I silenziatori

Si è proseguito a disegnare il modello Cad dei silenziatori dentro al modulo di Gt-power Gem3D ed in seguito discretizzando il modello in modo opportuno, come già detto nel primo paragrafo. La frequenza massima, con cui sono state condotte le prove, è pari a 1500 Hz pari a 10 ordini motore.

Una volta soddisfatti della TL prodotta, si è trasportato il modello del silenziatore dentro al modello del motore per andare a verificare se l'attenuazione provocata dal silenziatore fosse sufficiente per superare la prova di omologazione. Per aver un leggero margine di sicurezza, la prova è stata effettuata sia a pieno carico (caso peggiorativo rispetto a quello reale) che sia a carico parziale (caso

più simile alla realtà della prova) per verificare che, anche nel caso più sfortunato, verificarsi la condizione di omologazione. Nel caso questa non fosse sufficiente, si modificava il silenziatore per produrre un'attenuazione maggiore.

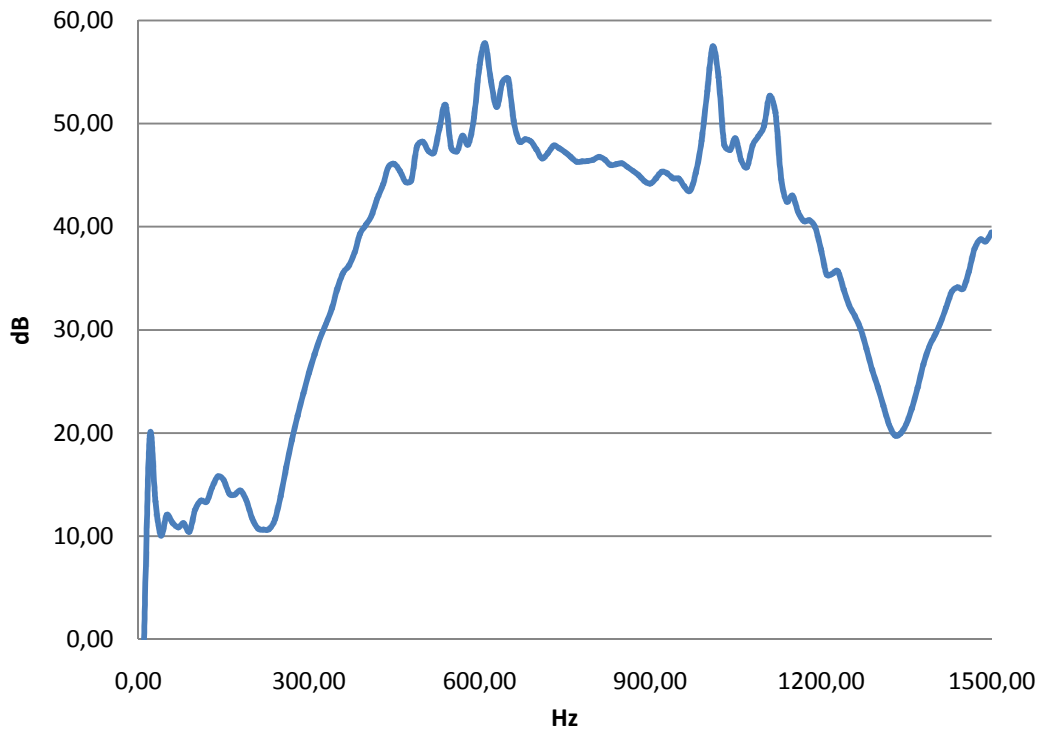


Figura 7.7 TL Silenziatore Std

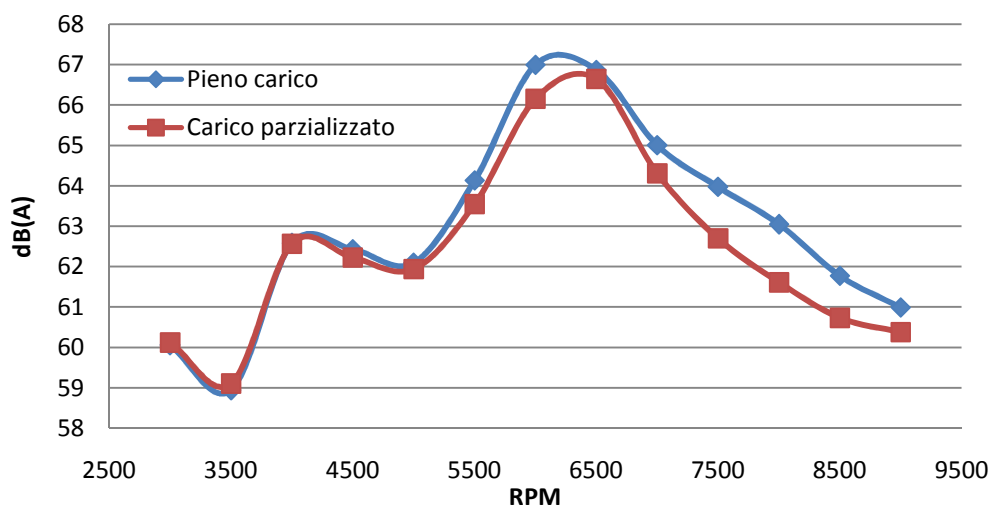


Figura 7.8 Attenuazione motore STD

Come si può vedere dai grafici sopra citati, il vincolo dovuto alla normativa è stato pienamente soddisfatto infatti a ad un regime di 5500 RPM, regime a cui viene svolta la prova i $dB(A)[misurati] < 80dB(A)[normativa]$.

Per quanto riguarda la seconda versione del motore, si è voluto dare un carattere più sportivo al motore e si è scelto di fare un silenziatore più classico, con candela perforata, materiale fonoassorbente ed infine "db killer", come si può notare dalla figura (7.2), il db killer non è altro che una strozzatura (di diametro inferiore al tubo primario) che viene inserita nella parte terminale del silenziatore per ottenere un'attenuazione di rumore.

Anche in questo caso vi è stato un processo di ottimizzazione della forma, tale da riuscire ad ottenere l'attenuazione desiderata senza andare però ad intaccare le prestazioni del motore.

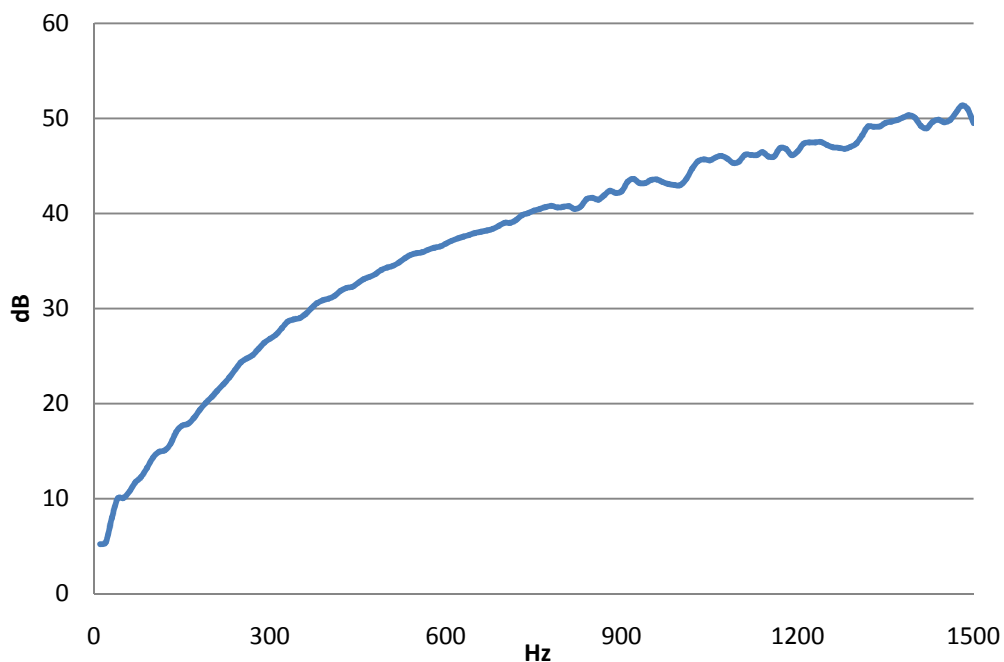


Figura 7.9 TL Silenziatore EVO

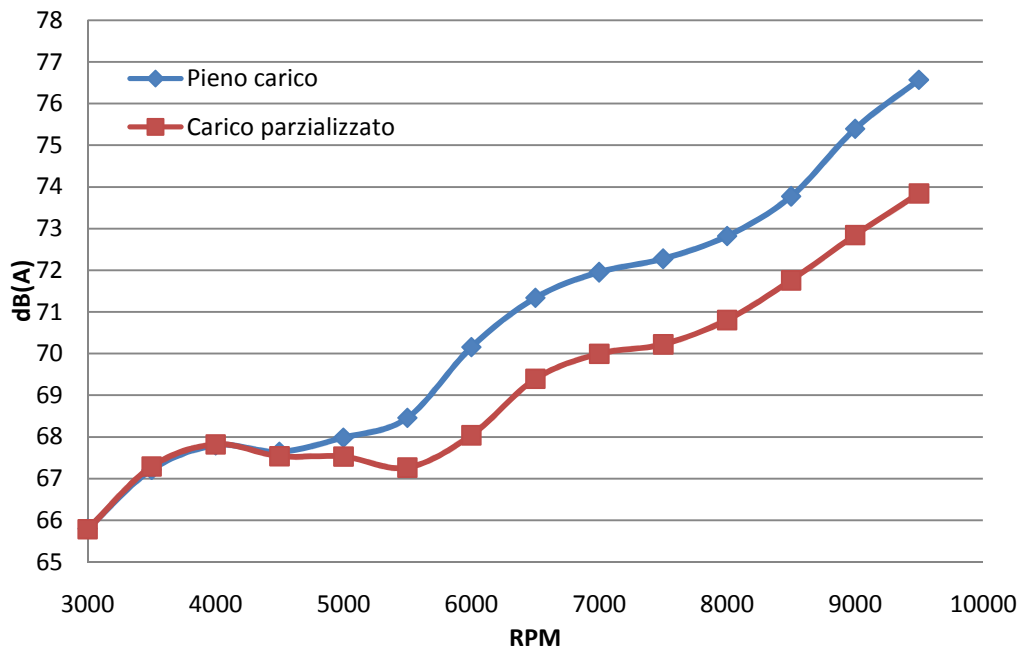


Figura 7.10 Attenuazione motore EVO

Come si può vedere anche in questo caso vengono rispettati i limiti imposti.

Analisi sperimentali

8.1 Analisi sperimentali motore

In questo capitolo verranno confrontati i risultati ottenuti dai modelli 1-D con i dati ottenuti sperimentalmente. Innanzi tutto è stato necessario andare a calibrare il modello sulla base dei dati ottenuti sperimentalmente. Si è partiti dall'analisi delle pressioni in camera di combustione dalle quali si sono potute ricavare informazioni importanti riguardanti la durata della combustione. Si è poi passati all'analisi degli attriti (si avevano infatti a disposizione dati sul motore trascinato) per poi andare validare altri dati importati, come, ad esempio ,il consumo specifico.

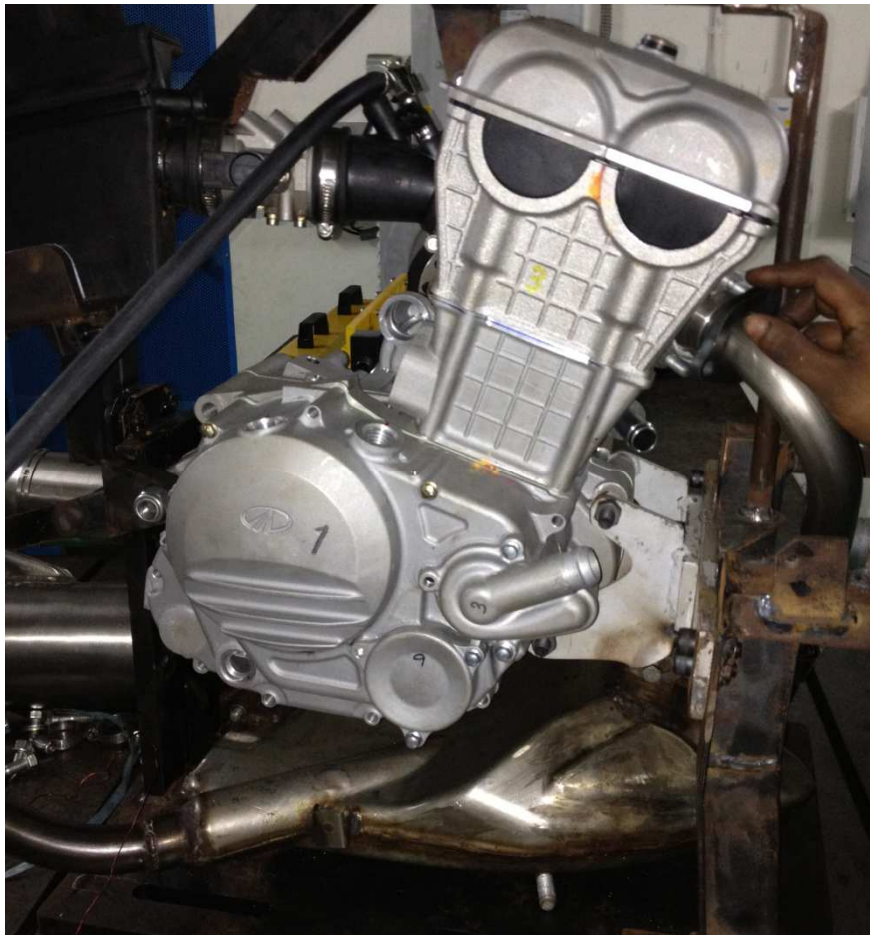


Figura 8.1 Prototipo del motore al banco

Molti dei dati presentati sono del motore Std, che sarà il primo ad essere messo in produzione ed è anche il primo che si realmente sviluppato di cui si disponevano dati sperimentali, e quindi si è

preferito dare precedenza a questa versione, mentre quella della versione EVO verrà presentata in un secondo momento.

Iniziamo un piccolo confronto paragonando i risultati ottenuti tra il modello non calibrato ed i dati sperimentali ottenuti.

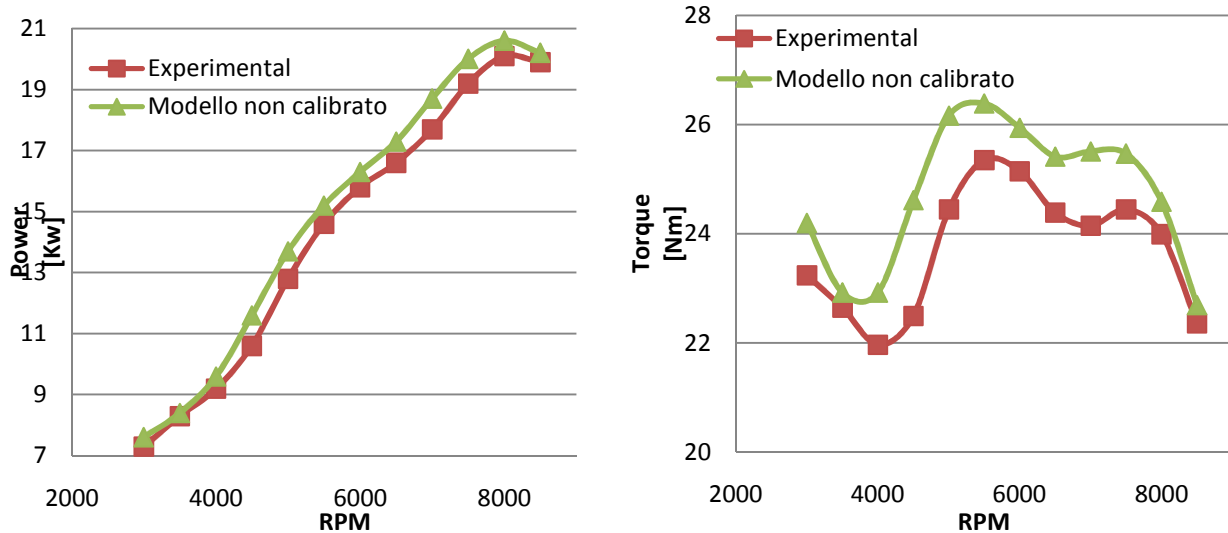


Figura 8.2 Confronto curve prestazionali modello 1d - sperimentale

La figura 8.2 mostra un buon accordo tra le prestazioni stimate dal calcolo 1D (non calibrato) e quelle misurate sperimentalmente (<3%).

La calibrazione del modello 1D produce un successivo affinamento, e consiste nel modificare alcuni parametri inizialmente solo ipotizzati - ad esempio: parametri di combustione (durata, picco di pressione in camera), temperature dei gas di scarico, curva delle friction in funzione del regime motore, etc.. – in modo da adeguarli a quanto rilevato nel motore. Dopo tale step, il modello 1D può definirsi calibrato, così che l'effetto di eventuali modifiche può essere valutato a livello di calcolo creando opportune varianti del modello calibrato e procedendo per confronto.

Nel caso si avesse avuto un motore del quale si voleva fare un suo sviluppo si sarebbero avuti a disposizione fin da subito dati sperimentali che mi avrebbero permesso di modellare in modo opportuno il modello 1D in modo più verosimile e quindi ottenere fin da subito dati più fedeli alla realtà in questo caso non è stato possibile farlo in quando il motore era un progetto tutto nuovo dove è stato necessario ipotizzare molti dati nella fase iniziale prendendo spunto da motori sviluppati precedentemente a questo con caratteristiche simili.

Vengono ora mostrati i confronti tra le pressioni in camera ottenute dal modello dopo la calibrazione e quelli trovati dalla prova sperimentale mediate su 100 cicli motore:

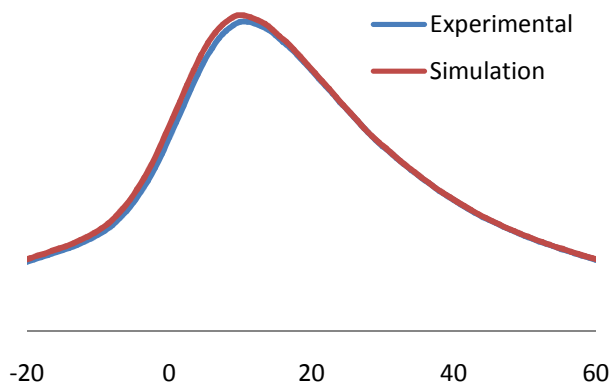


Figura 8.3 Andamento pressioni 3000 RPM

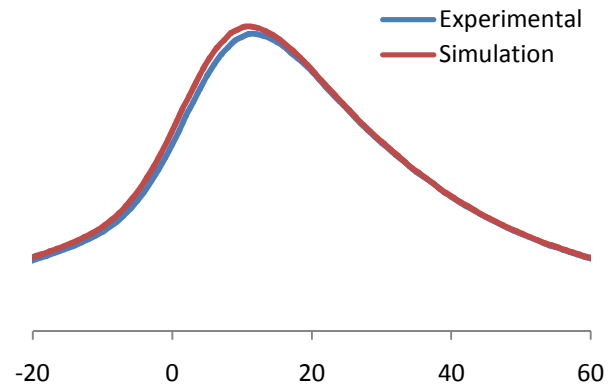


Figura 8.4 Andamento pressioni 3500 RPM

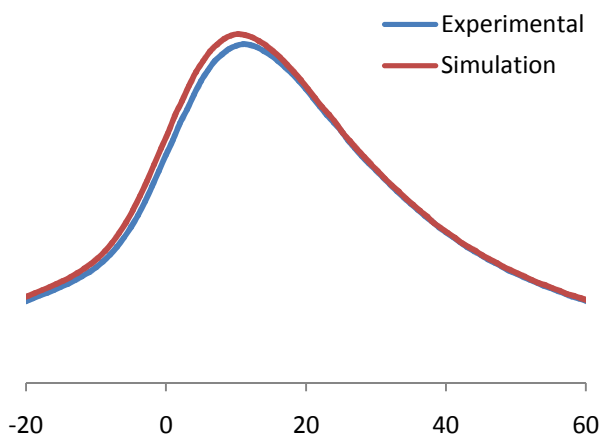


Figura 8.5 Andamento pressioni 4000 RPM

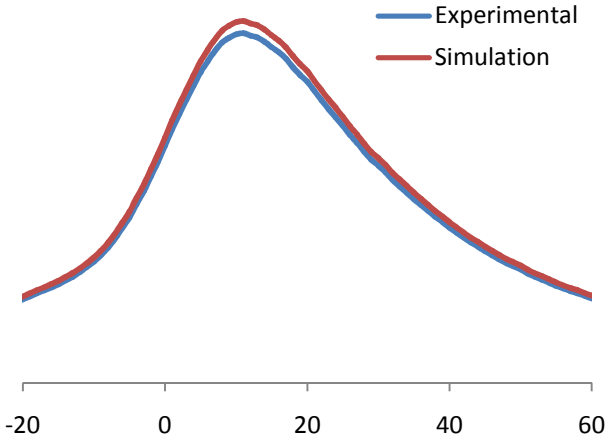


Figura 8.6 Andamento pressioni 4500 RPM

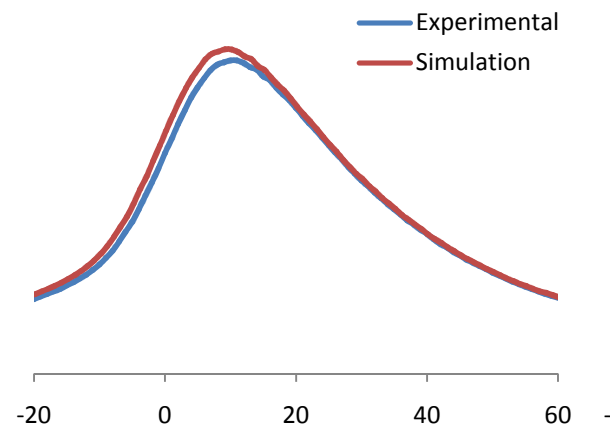


Figura 8.7 Andamento pressioni 5000 RPM

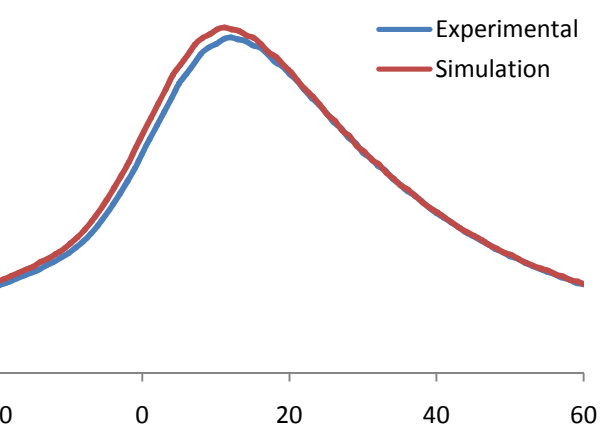


Figura 8.8 Andamento pressioni 5500 RPM

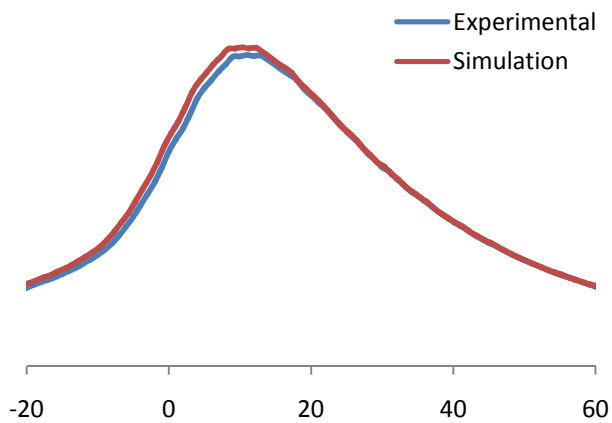


Figura 8.7 Andamento pressioni 6000 RPM

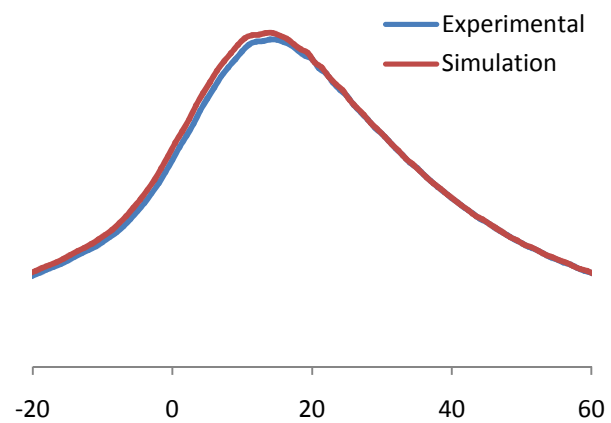


Figura 8.8 Andamento pressioni 6500 RPM

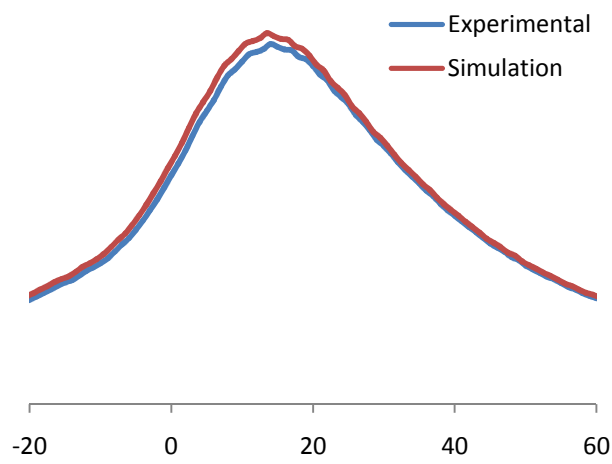


Figura 8.9 Andamento pressioni 7000 RPM

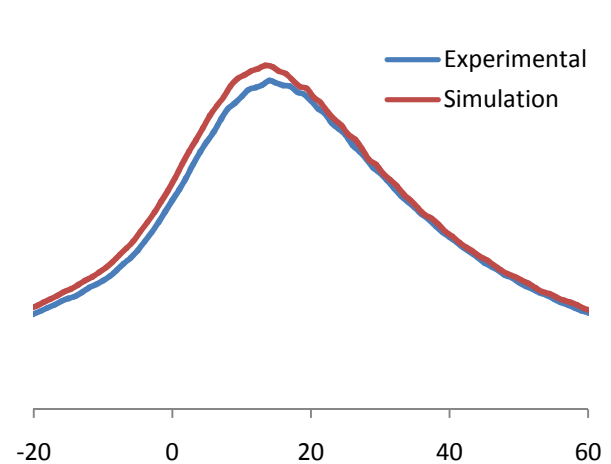


Figura 8.10 Andamento pressioni 7500 RPM

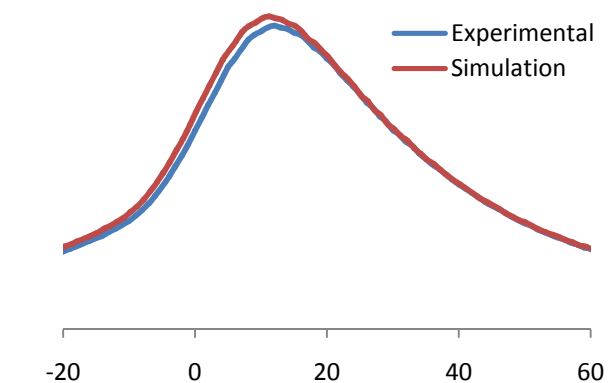


Figura 8.11 Andamento pressioni 8000 RPM

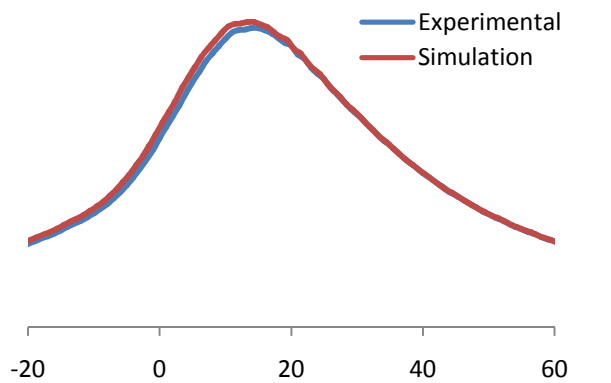


Figura 8.12 Andamento pressioni 8500 RPM

E' stato necessario eseguire anche prove al banco con motore trascinato, in modo da ottenere informazioni riguardanti gli attriti interni del motore: questo ha permesso di calibrare il modello 1D rendendolo più affidabile.

FMEP-PMEP rappresentano le perdite dovute agli attriti ed alle perdite di pompaggio. Dato molto importante per ottenere informazioni sugli attriti.

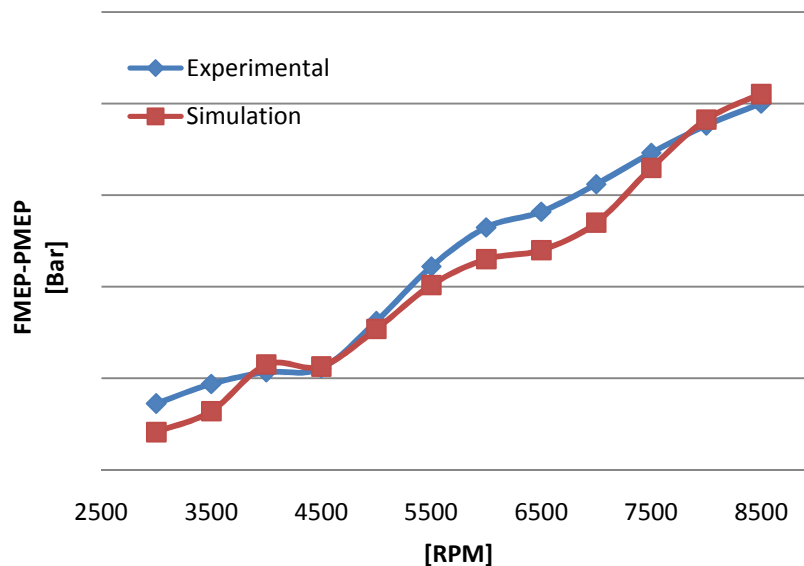


Figura 8.13 Andamento FMEP-PMEP

Altri dati con cui è stato possibile confrontare il modello, sono quelli riguardanti il consumo specifico del carburante, importante per tarare tutto ciò che riguarda il consumo di combustibile grazie all'utilizzo anche dei valori del lambda.

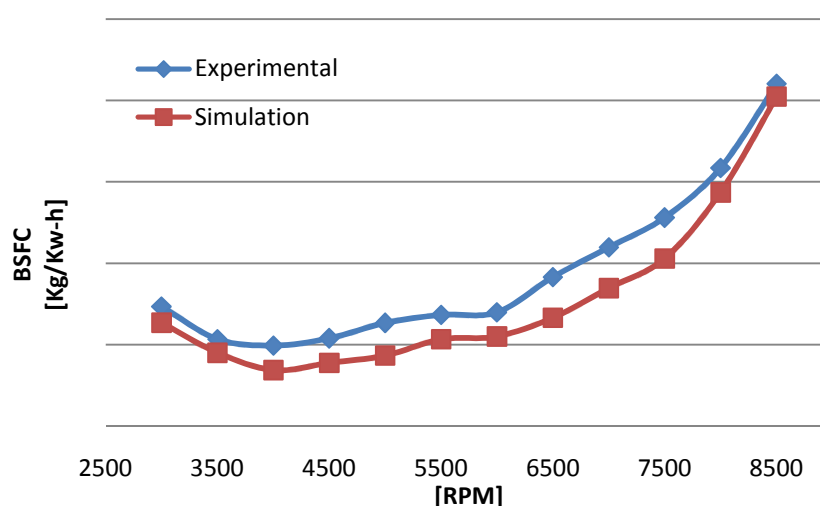


Figura 8.14 Andamento BSFC

Si confrontano ora le curve riguardanti le prestazioni del motore per verificare la qualità del calcolo rispetto al risultato ottenuto sperimentalmente.

Vengono ora riproposte le curve prestazionali già presentate a inizio capitolo dove si mostrano tre curve una del modello di partenza (non calibrato), una del modello calibrato ed infine una del modello sperimentale: si può notare che dal modello di partenza fino ad arrivare alla prova sperimentale il livello delle prestazioni si è abbassato questo dovuto ad una prima sottostima degli attriti nel modello iniziale.

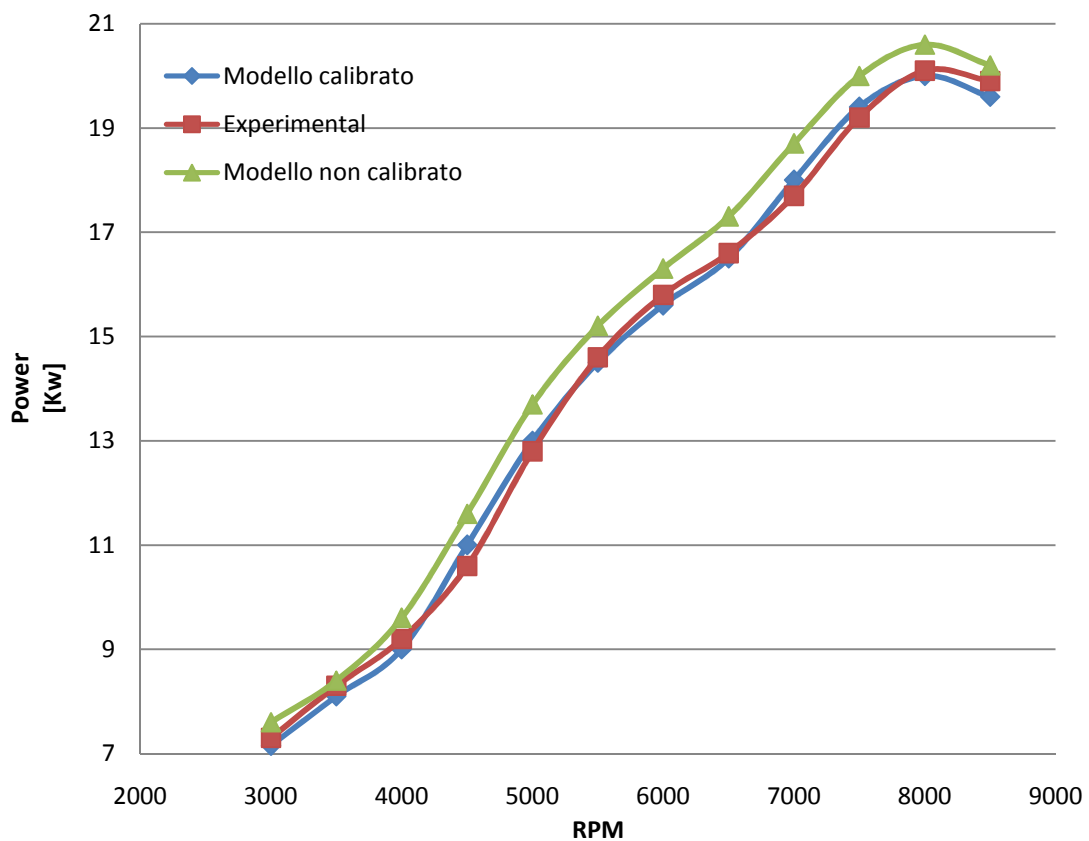


Figura 8.15 Confronto curve potenza motore STD

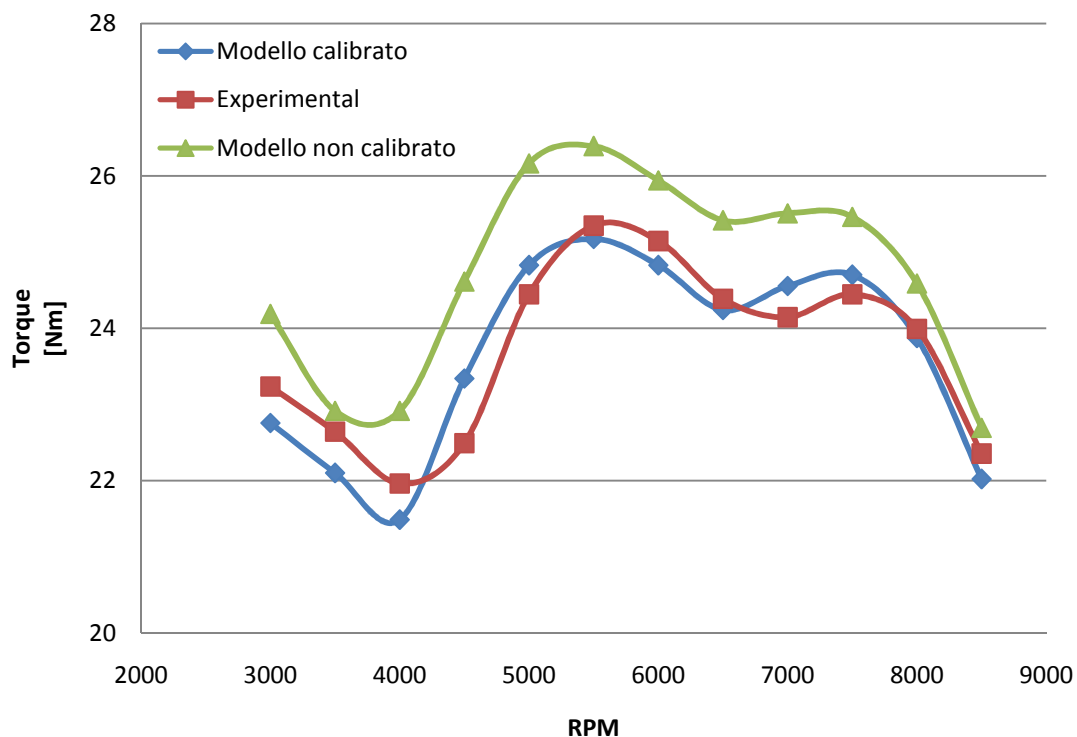


Figura 8.16 Confronto curve coppia motore STD

Il motore Evo è stato eseguito (fisicamente) in un secondo tempo rispetto alla versione STD: questo ci ha permesso di fare una calibrazione del modello utilizzando la calibrazione già eseguita sulla versione STD. Se si pensa infatti agli attriti, i due motori sono praticamente identici dal punto di vista meccanico, se si esclude la differenza legata alle diverse leggi di alzate degli alberi a camme. Tutta la trattazione della combustione si può assumere come ipotesi molto simile nei due motori e con questa anche tutta la trattazione legata all'iniezione e quindi legata ai consumi. Con questo modello calibrato si è potuto andare a raffinare, ad esempio, la lunghezza del primario di scarico; in un secondo momento, quando si sono avuti i dati sperimentali anche di questo motore, si è effettuata un'ulteriore calibrazione, ma le due calibrazioni restano comunque molto simili in quanto si tratta comunque dello stesso motore.

Vengono mostrate qui di seguito le tre curve come già esposto per il motore STD.

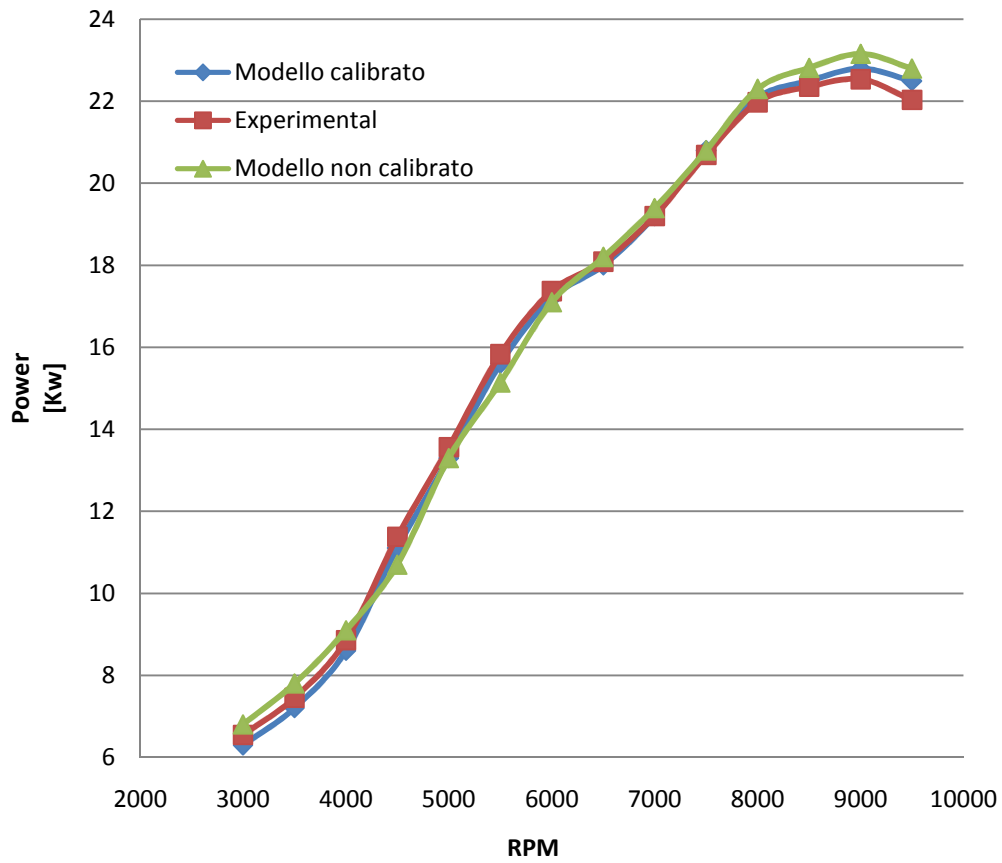


Figura 8.17 Confronto curve potenza motore EVO

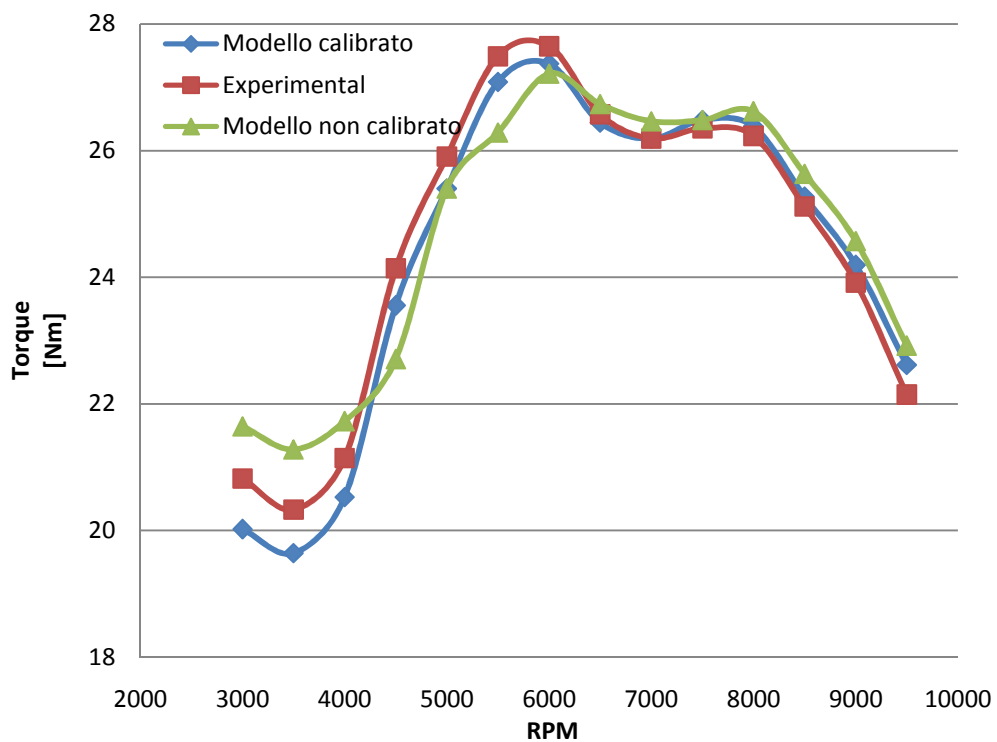


Figura 8.18 Confronto curve coppia motore EVO

8.2 Analisi sperimentali acustiche

Oltre alle principali grandezze che solitamente vengono misurate per andare a definire le caratteristiche del motore, si sono fatte anche confronti sperimentali per quanto riguarda l'analisi del Transmission-Loss, grazie ad una apparecchiatura sviluppata in azienda (denominata ATB Acoustic Test Bench), che è in grado di misurare l'attenuazione che avviene all'interno del silenziatore.



Figura 8.19 Macchinario di misura TL

Con l'utilizzo di un altoparlante ed un microfono come già spiegato nel capitolo precedente, è in grado di andare a quantificare il TL, caratterizzando il comportamento acustico del silenziatore; in questo caso verrà utilizzato per andare a confrontare i dati sperimentali ottenuti con quelli simulati in precedenza.

La stessa macchina (utilizzando una parte diversa della stessa) è in grado di misurare anche la perdita di pressione che avviene all'interno del silenziatore in funzione della portata (molto utile per la calibrazione del silenziatore all'interno del codice 1D).

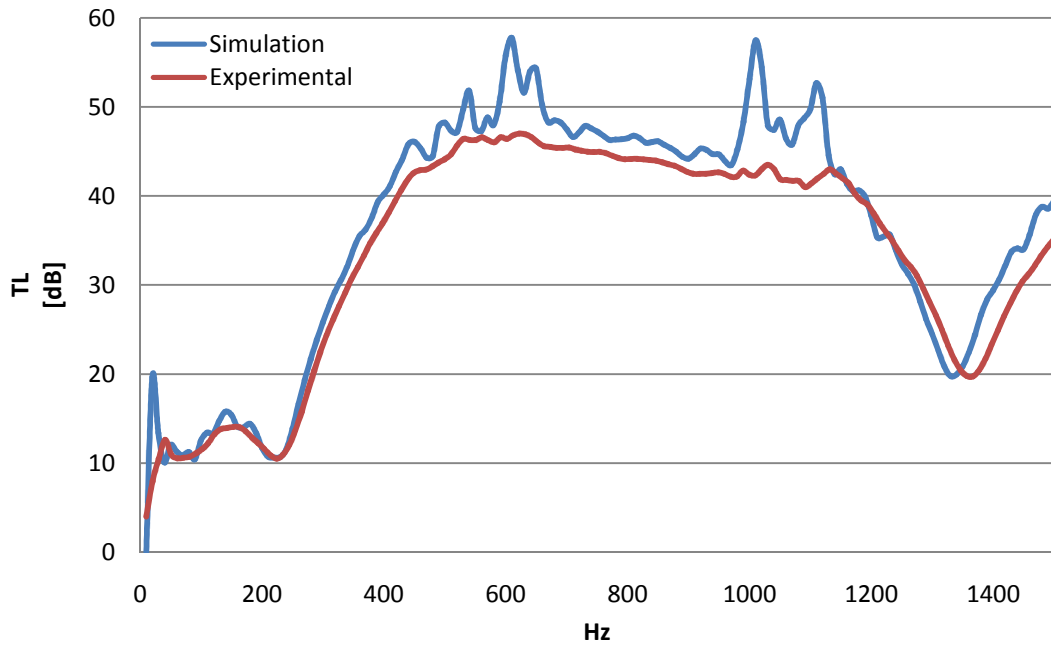


Figura 8.20 Confronto TL silenziatore STD

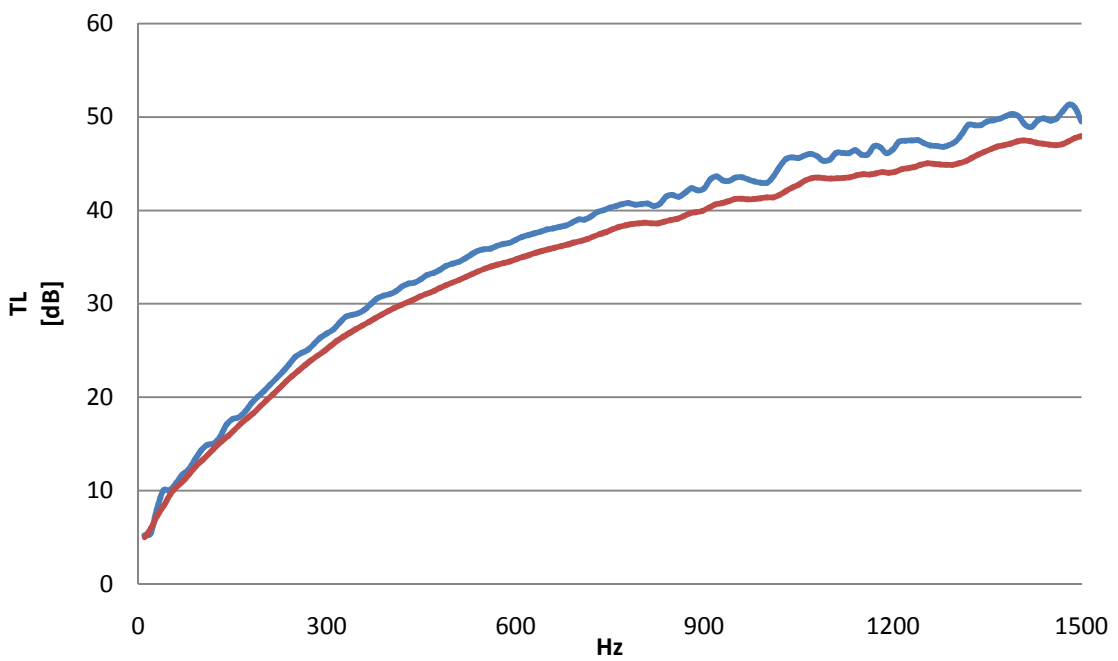
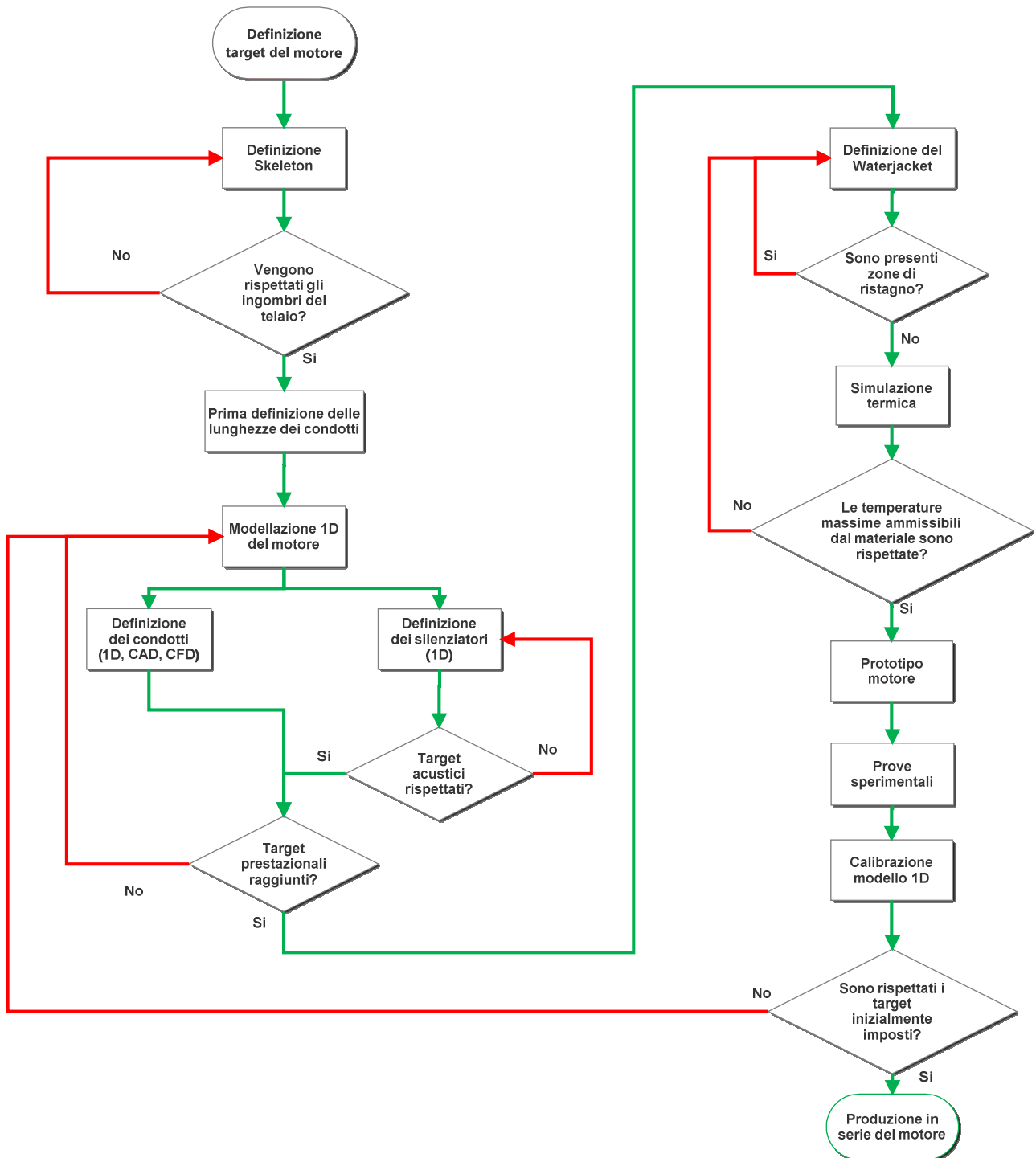


Figura 8.21 Confronto TL silenziatore EVO

Conclusioni

In conclusione di questo lavoro svolto si analizza il percorso effettuato durante lo svolgimento del progetto.



Una delle prime difficoltà che sono state riscontrate è stato riuscire ad alloggiare in modo corretto un motore dentro ad un telaio già completamente definito, solitamente il lavoro di sviluppo del motore e del telaio si svolgono in parallelo cercando di risolvere gli eventuali problemi che si propongono assieme, questo purtroppo non è stato possibile farlo, questo ha imposto limitazioni dal punto costruttivo come i già citati problemi nella definizione dei condotti, dovuti dalla presenza di traversi portanti presenti sul telaio, traversi che non è stato possibile modificare in alcun modo.

Una volta che si è sistemato il motore dentro al telaio si è passati alla progettazione del motore. Per quanto riguarda la forma e le lunghezze dei condotti presenti sul del motore, è stato necessario una accurata ricerca della giusta forma mediante l'utilizzo combinato dei codici di simulazione 1D e CFD. Questa è stata una sezione molto critica del progetto, che ha richiesto un grande numero di iterazioni tra gli ambienti 1D, CFD, CAD alla ricerca del compromesso migliore tra i vari target di progetto (anche il CAD impone vincoli riguardanti l'industrializzazione dei componenti con l'obiettivo di ridurre al massimo le lavorazioni necessarie dopo la fusione).

Risolte queste prime tappe nello sviluppo del motore si è passati alla trattazione termica che ha previsto in primis la definizione del circuito di raffreddamento mediante l'utilizzo di un CAD con una relativa un'analisi di velocità cercando di ridurre al minimo i punti di ristagno.

E' stato poi necessario estrapolare i dati ottenuti dai calcoli 1D per trovare i flussi di calore che agiscono sulla testata e da qui una simulazione CFD - termica strutturale con relativa ottimizzazione delle temperature mediante la variazione del circuito di raffreddamento.

A questo lungo processo di ottimizzazione si è aggiunto un vincolo legato alle emissioni acustiche imposto dalla normativa sui veicoli a due ruote che è stato necessario rispettare per permettere la successiva omologazione del veicolo. Anche in questo caso è stata effettuata una ricerca iterativa in modo tale da penalizzare troppo le prestazioni.

I calcoli eseguiti mostrano un buon accordo coi dati sperimentali ottenuti al banco (vedi capitoli precedenti), già all'atto del modello di partenza, poi ancora affinato con la calibrazione del modello. Il modello calibrato ha costituito la base per lo sviluppo della versione EVO del motore: anche in tal caso l'accordo coi dati sperimentali è stato soddisfacente.

In conclusione si può affermare che la metodologia sviluppata nella presente tesi, e riassunta nella struttura a blocchi soprastante, si è dimostrata efficace per guidare il progetto del motore e delle sue componenti attraverso previsioni corrette dei target di funzionamento motore. Questo risultato è ancor più rimarchevole se si pensa al fatto che il motore in questione era completamente nuovo: in tal caso una metodologia corretta (anche se complessa), è essenziale per massimizzare l'accuratezza del calcolo.

Indice

Cap. 1 Introduzione	1
1.1 Il motore analizzato.....	1
Cap. 2 Teoria del motore	5
2.1 Introduzione.....	5
2.2 Prestazioni.....	4
2.3 Potenza.....	6
2.4 Incremento della potenza.....	12
2.4.1 Incremento del rendimento limite.....	14
2.4.2 Combustione.....	15
2.4.3 Aspirazione.....	21
2.4.3.1 Fenomeni stazionari.....	22
2.4.3.2 Fenomeni non stazionari.....	25
2.4.4 Configurazione tipica del gruppo di aspirazione.....	29
Cap. 3 Sistemi di aspirazione e scarico	33
3.1 Dimensionamento dell'impianto aspirazione.....	33
3.2 Dimensionamento del tubo primario di scarico.....	43
Cap. 4 La simulazione monodimensionale	46
4.1 Introduzione alla simulazione monodimensionale nei motori.....	46
4.2 Cenni sul metodo numerico di soluzione.....	47
4.3 Costruzione del modello.....	51

Cap. 5 Determinazione dei coefficienti di efflusso	65
5.1 Il corpo farfallato.....	58
5.2 Il condotto di aspirazione.....	72
5.2.1 Rilievo sperimentale del coefficiente mediante banco di flussaggio.....	73
5.3 Il condotto di scarico.....	85
Cap. 6 Il raffreddamento	86
6.1 Il raffreddamento.....	86
6.2 Processo di trasmissione del calore.....	91
6.3 Calcolo del flusso medio di calore.....	95
6.4 Progetto del waterjaket.....	96
6.5 Gruppo termico.....	102
Cap. 7 Acustica	109
7.1 Richiami di acustica nei motori.....	109
7.2 Normativa e prova di by-pass.....	114
7.3 I silenziatori.....	115
Cap. 8 Analisi sperimentali	119
8.1 Analisi sperimentali motore.....	119
8.2 Analisi sperimentali acustiche.....	127
Cap. 9 Conclusioni	129