

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIN – Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di laurea magistrale in ingegneria meccanica

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

in

Sperimentazione e calibrazione di motori a combustione interna M

**Sviluppo di un ambiente per l'analisi del segnale di pressione
in camera di motori GDI a elevata potenza specifica**

CANDIDATO

Beleggia Daniele

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Ing. Cavina Nicolò

CORRELATORI

Ing. Gazzotti Emanuele

Ing. Guerrini Giuseppe

Anno Accademico 2017/18

Sessione III

*Ai miei genitori,
che anche a questo secondo giro di boa mi hanno supportato e sopportato.*

Grazie.

Sommario

Introduzione	1
1 – Richiami di termodinamica	5
1.1 – Conservazione della portata in massa	5
1.2 – Conservazione dell'energia	6
1.2.1 – Sistema chiuso	6
1.2.2 – Sistema aperto	9
1.3 – Il lavoro nel diagramma p-V	11
1.4 – Calore ed entropia nel diagramma entropico T-S	12
1.5 – Le trasformazioni reali	14
1.6 – I gas perfetti.....	16
1.6.1 – Trasformazioni a pressione costante	18
1.6.2 – Trasformazioni a volume costante	18
1.6.3 – Trasformazioni isoterme	18
1.6.4 – Trasformazioni adiabatiche	19
1.6.5 – Trasformazioni politropiche	20
1.7 – I motori termici.....	22
2 – Il ciclo ideale e reale.....	27
2.1 – Il ciclo Otto teorico	28
2.2 – Il ciclo Otto reale.....	31
3 – Caratteristiche generali dei motori a combustione interna.....	37
3.1 – Grandezze geometriche e cinematiche	38
3.2 – Parametri e grandezze caratteristiche	43
3.2 – Curve caratteristiche.....	49
4 – La combustione nei motori ad accensione comandata.....	53
4.1 – Velocità di combustione.....	54

4.2 – Propagazione del fronte di fiamma	55
4.3 – Calore rilasciato dalla combustione	58
4.3.1 – Determinazione del coefficiente di politropica di espansione	61
4.3.2 – Applicazioni della legge di rilascio dell'energia.....	63
4.4 – Dispersione ciclica	66
4.5 – La detonazione	68
4.5.1 – Diagnosi della detonazione	70
4.5.2 – Indici di detonazione	73
5 – Acquisizione del segnale di pressione.....	77
5.1 – La catena di misura	78
5.1.1 – Il materiale piezoelettrico.....	79
5.1.2 – Il trasduttore di pressione piezoelettrico	83
5.1.3 – L'amplificatore di carica	84
5.2 – Recupero della componente media	89
5.3 – Conversione riferimento angolare.....	91
5.4 – Errori nella misurazione del segnale di pressione.....	95
6 – Struttura generale del tool	99
6.1 – Interfaccia grafica principale.....	100
6.1.1 – Caricamento file	102
6.1.2 – Definizione della geometria motore.....	103
6.2 – Filtraggio del segnale di pressione	105
6.2.1 – Modalità di filtraggio	108
6.2.2 – Riconoscimento cicli “anomali”.....	112
6.3 – <i>GUI</i> analisi cicli di pressione	113
6.4 – <i>GUI</i> analisi coppia indicata	118
6.5 – <i>GUI</i> analisi pressione media indicata.....	122
6.6 – <i>GUI</i> analisi rilascio di calore.....	131

6.6.1 – Metodo di calcolo numerico del coefficiente di politropica n	131
6.6.3 – Avvio delle interfacce utente.....	136
6.7 – <i>GUI</i> analisi detonazione	143
7 – Analisi <i>sweep VVT</i>	151
7.1 – Principio di funzionamento del <i>VVT</i>	151
7.2 – Svolgimento della prova.....	157
7.3 – Avvio interfaccia e caricamento dati.....	158
7.3.1 – Elaborazione dei risultati <i>PUMA</i>	160
7.3.2 – Aggiornamento dei risultati elaborati.....	167
7.4 – Elaborazione delle grandezze indicate	168
7.5 – Output grafici: mappe di isograndezze.....	171
7.6 – Output grafici: curve a ombrello	176
8 – Analisi <i>sweep SOI</i>	181
8.1 – L’iniezione diretta	181
8.1.1 – La tonalità termica.....	183
8.2 – Formazione del particolato nei sistemi <i>GDI</i>	186
8.3 – Avvio interfaccia e caricamento dati.....	189
8.4 – Output grafici: mappe di isograndezze.....	192
8.4 – Output grafici: curve a ombrello	193
9 – Analisi <i>sweep SA</i>	197
9.1 – L’anticipo di accensione.....	197
9.2 – Svolgimento della prova.....	198
9.3 – Avvio interfaccia e caricamento dati.....	200
9.4 – Output grafici: mappa grandezza ottimale	204
9.5 – Output grafici: mappe di isograndezza.....	207
9.6 – Output grafici: curve a ombrello	208
9.7 – Output grafici: <i>IMEP vs CA_xMFB</i>	211

Conclusioni e sviluppi futuri	215
Appendice – Modello zero dimensionale di un motore a combustione interna ad accensione comandata.....	217
A1 – Equazioni di bilancio.....	217
A1.1 – Equazione di bilancio della massa.....	218
A1.2 – Determinazione della funzione di portata massica.....	220
A1.3 – Equazione di bilancio dell’energia	225
A1.4 – Modello di combustione di Wiebe	227
A1.5 –Modelli di scambio termico a parete	230
Bibliografia.....	233

Introduzione

Il settore dei trasporti incide per circa un quarto sul totale delle emissioni inquinanti mondiali, le recenti conferenze a livello europeo e mondiale sul tema, hanno messo in luce come, per rafforzare la risposta al problema del riscaldamento globale, un significativo contributo deve provenire anche da esso.

Alcuni studi di inizio decennio avevano ipotizzato come, per rispettare gli ambiziosi obiettivi che i diversi enti governativi si erano imposti per cercare di arginare tale problema, l'incremento medio di costo derivante dall'impiego di tecnologie avanzate avrebbe influenzato in maniera molto significativa sul prezzo finale dei prodotti, ed inoltre, i mezzi con propulsione ibrida avrebbero dovuto ottenere una quota pari circa a un quinto del parco veicolare totale.

In realtà, al raggiungimento degli obiettivi sugli inquinanti a cui si riferivano queste stime, il parco ibrido effettivamente circolante copriva pochi punti percentuali rispetto al totale, mentre l'incremento di costo medio di produzione non era divenuto così significativo come si pensava.

Le ragioni sono da ricercarsi nel fatto che, i diversi produttori di veicoli, hanno preferito investire fortemente su tutte quelle tecnologie che fossero in grado al contempo di aumentare sia le prestazioni che il rendimento di un propulsore, riducendo contestualmente anche gli inquinanti prodotti.

Le tecnologie sviluppate, e tuttora in fase di sviluppo, sono davvero molteplici, tutte caratterizzate da specifici benefici e rispettivi svantaggi e, molto spesso, in grado di migliorare la loro utilità se combinate assieme; alcune di queste sono riassunte nella tabella sottostante.

Tecnologie commercializzate	Tecnologie in attuale fase di sviluppo	Tecnologie ancora da sviluppare
Iniezione diretta (GDI)	Micro ibridazione 48v	HCCI, RCCI, GDCI, SACI...
Sovralimentazione	Sovralimentazione (multistadio e/o VGT)	Sovralimentazione ibrida (e-boost)
Sistemi VVT e VVL	Disattivazione cilindri	Sistemi con rapporto di compressione variabile
Ciclo Atkinson (applicato ai propulsori ibridi)	Ciclo Atkinson (applicato ai propulsori aspirati)	Ciclo Miller
Start and stop		Carica stratificata
Riduzione del peso, degli attriti		Raffreddamento differenziato
Downsizing e downspeeding		Iniezione ad acqua

Da un lato questo ampio scenario di nuove e future tecnologie offre la possibilità di migliorare in maniera significativa le prestazioni dei motori a combustione interna, d'altra parte ovviamente, tutte queste "leve di comando" complicano in maniera considerevole quello che è il processo decisionale per la definizione dei parametri di attuazione in fase di calibrazione di un motore; si rendono quindi sempre più necessari degli strumenti che siano in grado di fornire un valido supporto al fine di condurre analisi approfondite solamente nelle condizioni di maggiore interesse.

Lo scopo del presente lavoro di tesi è quello di realizzare, mediante linguaggio di programmazione MATLAB, un'ambiente grafico di visualizzazione e confronto dei risultati ottenibili da alcune prove di calibrazione dei principali parametri di attuazione, in modo da supportare il processo decisionale riguardo alla scelta di quale area del campo di funzionamento di un motore, risulti più "interessante" da indagare rispetto ad altre, in modo da ridurre i possibili tempi di sviluppo.

In particolare questo codice si presta, seppur in maniera semplificata, allo specifico studio della combustione tramite l'analisi del segnale di pressione rilevabile sperimentalmente in camera. Quasi tutte le tecnologie prima esposte infatti, influenzano in maniera più o meno diretta tale fenomeno di trasformazione dell'energia chimica contenuta all'interno del combustibile; è quindi molto significativo osservare come un fenomeno così importante e "sensibile" si modifichi al variare delle possibili condizioni di funzionamento.

Il presente elaborato è suddiviso essenzialmente in due parti, la prima contiene note di carattere generale sui principi di funzionamento dei motori a combustione interna ad accensione comandata, richiamandone gli aspetti teorici; la seconda espone invece il tool sviluppato in ambiente MATLAB, soffermandosi in particolare sull'utilizzo delle diverse interfacce grafiche e su alcune logiche interne al codice, necessarie all'elaborazione dei dati inseriti. In particolare l'organizzazione degli argomenti trattati è la seguente:

- i capitoli 1 e 2 richiamano i concetti introduttivi all'analisi dei sistemi termodinamici, in particolare considerando le motrici termiche e soffermandosi sulle differenze che sussistono tra i casi ideali e quelli reali dei soli motori ad accensione comandata;
- il capitolo 3 espone le principali grandezze motoristiche, le quali vengono successivamente utilizzate internamente al codice per comprendere al meglio il comportamento di un propulsore;

- il capitolo 4, contiguo al precedente, focalizza l'analisi sul processo di combustione e sulle principali grandezze e fenomeni derivanti da esso;
- il capitolo 5 tratta delle metodologie di acquisizione del segnale di pressione in camera, in particolare soffermandosi sugli aspetti più critici che questo comporta;
- il capitolo 6 espone le logiche di funzionamento comuni a tutte le parti dell'applicativo ed inoltre presenta anche la parte relativa all'analisi *angle* e *cycle based*;
- i capitoli 7, 8 e 9 presentano la rispettiva parte del codice specifica per l'analisi della variazione di posizione dei variatori di fase, dell'istante d'iniezione e angolo di anticipo d'accensione.

I dati utilizzati per lo sviluppo e la validazione del codice, derivano da diverse tipologie di motori; tutti questi però hanno come comuni caratteristiche quelli di essere motori policilindrici (con disposizione a V), dotati di doppio sistema di sovralimentazione parallelo, iniezione diretta in camera di combustione e sistema di fasatura variabile di apertura/chiusura delle valvole di aspirazione e di scarico; infine, per quanto questi propulsori presentino prestazioni di gran lunga superiori a quelli di un veicolo "normale", rispetto alla loro precedente generazione, possono essere considerati *downsized*.

1 – Richiami di termodinamica

Applicando la legge fisica della conservazione dell'energia al campo della termodinamica si può ottenere la prima legge fondamentale; essa esprime come sia possibile trasformare il calore in lavoro e viceversa secondo un rapporto costante. Questo significa che, quando si produce energia meccanica per mezzo di calore, si spende una certa quantità di calore per ogni unità di lavoro prodotta e viceversa.

Dal primo principio della termodinamica si deduce come, affinché nel cilindro di un motore il fluido operatore si espanda e produca lavoro meccanico, deve venire spesa una certa quantità iniziale di calore. Questo viene generalmente fornito dal combustibile bruciato e l'energia corrispondente viene trasformata in lavoro meccanico dal fluido.

Lo stato termodinamico di un sistema è contraddistinto dalle sue condizioni di temperatura, pressione, volume, energia interna, entalpia ed entropia; di queste sei grandezze caratteristiche ne sono sufficienti solamente due per definirlo univocamente.

Affinché abbia origine una trasformazione, ovvero un cambiamento di stato, è necessario che vari una di queste grandezze caratteristiche; ognuna di essa è infatti definita in funzione dello stato e dipende solamente da esso e non da una trasformazione tra uno stato e un altro.

Una trasformazione viene detta reversibile quando, una volta completata, può essere perfettamente riprodotta in senso inverso in maniera tale che il fluido operatore possa tornare nelle condizioni iniziali; secondo tale definizione, una trasformazione di questo genere presenta sempre un rendimento pari all'unità.

Viceversa una trasformazione viene detta irreversibile quando l'energia fornita al fluido operatore durante il primo senso della trasformazione non viene completamente restituita durante il procedimento inverso; in questo caso una trasformazione irreversibile presenta sempre un rendimento inferiore all'unità.

1.1 – Conservazione della portata in massa

Si consideri un sistema aperto delimitato da un volume V e da una superficie esterna S ; supponendo che il flusso che attraversa il sistema sia in regime stazionario, ovvero tutte le sue

grandezze caratteristiche non variano nel tempo, allora la sommatoria del flusso della portata in massa in ingresso deve eguagliare quella in uscita:

$$\sum \dot{m}_{IN} = \sum \dot{m}_{OUT} \quad (1.1)$$

Ipotizzando di trattare il flusso all'interno di un condotto come monodimensionale, ovvero che tutte le grandezze possono variare lungo il suo asse, risultando però costanti in tutti i punti della sua sezione trasversale A , indicando con c la velocità con la quale il fluido percorre tale condotto lungo il suo asse, allora la (1.1) valutata tra due generiche sezioni 1 e 2 può essere espressa come:

$$\dot{m} = \rho \cdot c \cdot A \rightarrow \rho_1 \cdot c_1 \cdot A_1 = \rho_2 \cdot c_2 \cdot A_2 \quad (1.2)$$

I termini ρ_1 e ρ_2 esprimono rispettivamente la densità del fluido operatore all'ingresso e all'uscita delle sezioni A_1 e A_2 del condotto.

1.2 – Conservazione dell'energia

Il principio di conservazione dell'energia, secondo il quale essa può essere trasformata e convertita da una forma ad un'altra, mantenendo la sua quantità totale costante nel tempo se si considera un sistema isolato, può assumere aspetti differenti a seconda che si consideri un sistema chiuso, piuttosto che uno aperto.

1.2.1 – Sistema chiuso

Un sistema viene definito “chiuso” quando è in grado di scambiare calore e lavoro con l'ambiente esterno, ma non la massa.

Si consideri una massa unitaria di fluido in movimento, isolata ipoteticamente da una superficie esterna di controllo S (Figura 1.1); si supponga di adottare un approccio Lagrangiano, ovvero quello di seguire tale massa lungo tutto il suo percorso di trasformazione.

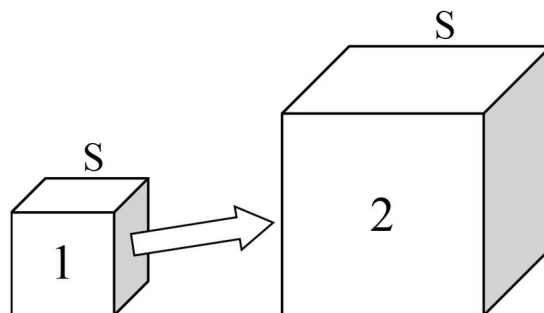


Figura 1.1 – Schematizzazione di un sistema chiuso.

Se durante il suo moto tale massa varia la propria energia totale (in termini di energia interna, gravitazione e cinematica), applicando il primo principio di conservazione dell'energia alla trasformazione 1-2, la variazione di energia altro non è che quella scambiata dalla massa stessa, attraverso la superfici di controllo S , sotto forma di calore e/o lavoro; pertanto si può scrivere:

$$(u_2 - u_1) + g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2} = q_{12} - L_{12} \quad (1.3)$$

Il termine u indica l'energia interna (riferita all'unità di massa), z è la quota geodetica, c la velocità, q il calore fornito attraverso la superficie di controllo dall'esterno (assunto positivo se entrante, altrimenti negativo), mentre L indica il lavoro per unità di massa che le forze agenti sulla superficie di controllo compiono sulla massa unitaria (in questo caso è assunto negativo se le forze sono "entranti", ovvero compiono lavoro verso la massa unitaria, viceversa risulta positivo).

In termini differenziali, la (1.3) diviene:

$$du + g \cdot dz + c \cdot dc = dq - dL \quad (1.4)$$

L'energia interna di una massa unitaria contenuta all'interno della superficie di controllo S può variare a seconda che venga fornito o sottratto calore dall'esterno, oppure perché le perdite per attrito (o dissipazioni energetiche in generale) introducono un'ulteriore energia dR dentro al sistema, infatti:

$$du = dq - p \cdot dv + dR \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{espansione: } dv > 0 \rightarrow du \downarrow \\ \text{compressione: } dv < 0 \rightarrow du \uparrow \end{array} \right. \quad (1.5)$$

Il termine p indica la pressione del fluido, mentre v è il suo volume specifico. Sostituendo quindi la (1.5) nella (1.4) si ottiene:

$$\cancel{dq} - p \cdot dv + dR + g \cdot dz + c \cdot dc = \cancel{dq} - dL \rightarrow dL = p \cdot dv - c \cdot dc - g \cdot dz - dR \quad (1.6)$$

Per dimostrare come la variazione infinitesima di energia scambiata dalla massa unitaria che deriva da una variazione di volume è pari al prodotto $p \cdot dV$, si può fare riferimento alla *Figura 1.2*.

Si consideri a tal proposito una massa m in movimento e contenuta all'interno di un volume pari a $\Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z$. Supponendo che esso si dilati, per esempio, lungo la direzione x di una quantità infinitesima pari a dx , allora l'energia scambiata a causa di tale dilatazione è data dal prodotto

della forza per lo spostamento compiuto dx ; poiché, in questo caso, la forza è data a sua volta dal prodotto della pressione interna del fluido per la superficie $\Delta y \cdot \Delta z$ sulla quale essa agisce, allora si può scrivere:

$$(p \cdot \Delta y \cdot \Delta z) \cdot dx \quad (1.7)$$

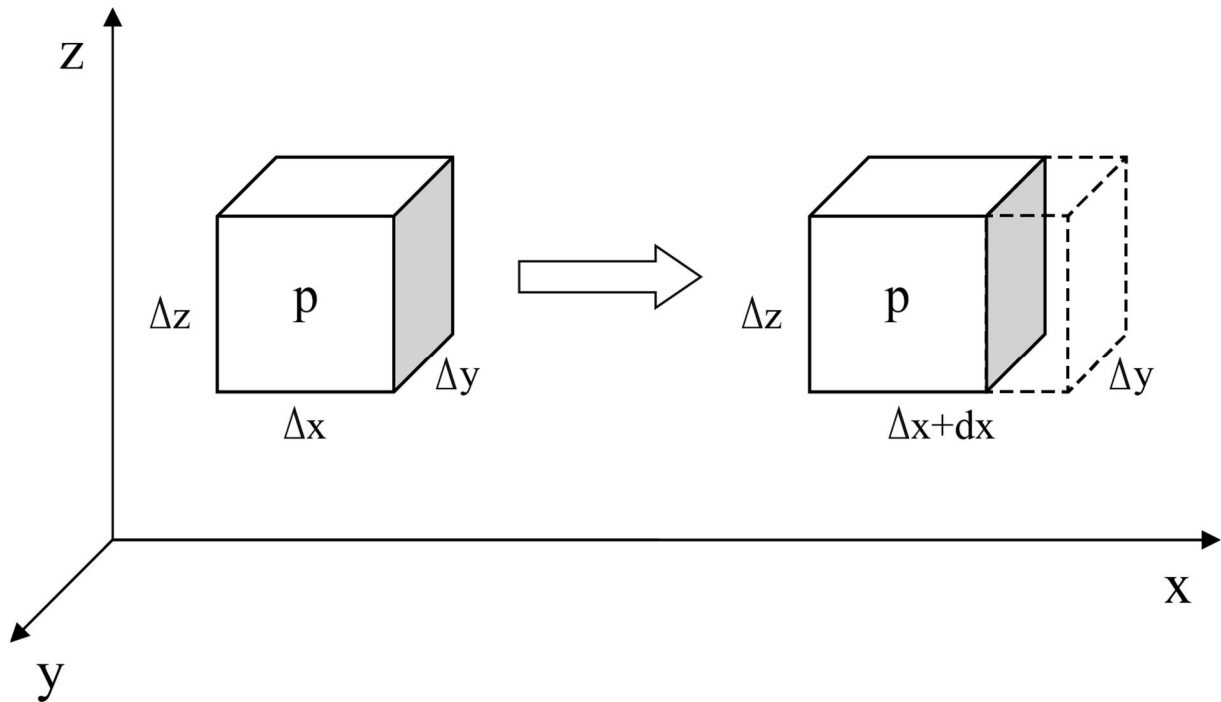


Figura 1.2 – Variazione infinitesima di un cubetto di volume sottoposto ad un campo di pressione.

In analogia, relazioni simili possono essere scritte per dilatazioni lungo le altre due direzioni:

$$\begin{aligned} (p \cdot \Delta x \cdot \Delta z) \cdot dy \\ (p \cdot \Delta y \cdot \Delta x) \cdot dz \end{aligned} \quad (1.8)$$

L'energia totale scambiata a causa delle variazioni volume pertanto è data dalla sovrapposizione di tali effetti:

$$(p \cdot \Delta y \cdot \Delta z) \cdot dx + (p \cdot \Delta x \cdot \Delta z) \cdot dy + (p \cdot \Delta y \cdot \Delta x) \cdot dz = p \cdot (\Delta y \cdot \Delta z \cdot dx + \Delta x \cdot \Delta z \cdot dy + \Delta y \cdot \Delta x \cdot dz) = p \cdot dV \quad (1.9)$$

Riferendosi quindi all'unità di massa (supposta costante all'interno del volume considerato) si ottiene:

$$\frac{p \cdot dV}{m} = p \cdot d\left(\frac{V}{m}\right) = p \cdot dv \quad (1.10)$$

1.2.2 – Sistema aperto

Un sistema viene definito “aperto” quando è in grado di scambiare oltre che calore e lavoro anche massa con l’ambiente esterno. In questo caso il principio di conservazione dell’energia può essere determinato mediante un approccio di tipo Euleriano; si consideri a tal proposito una massa di fluido unitaria che entra ed esce da una superficie S fissa nello spazio (Figura 1.3).

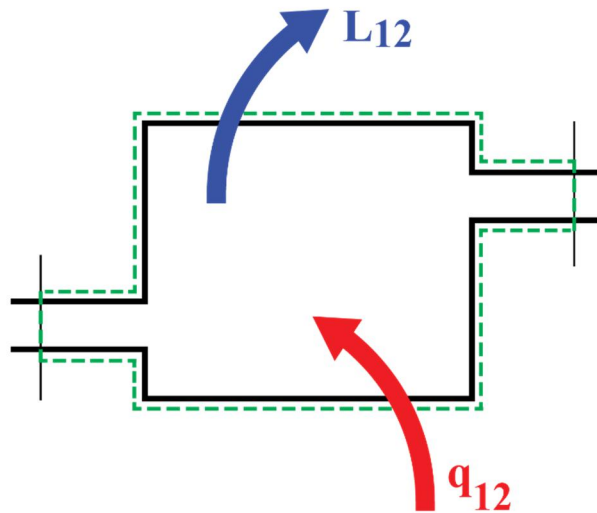


Figura 1.3 – Schematizzazione di un sistema aperto.

Supponendo che le condizioni si mantengano stazionarie, se si considera un certo intervallo di tempo arbitrario, allora la somma di tutte le energie entranti nel sistema, affinché esso rimanga in condizioni di equilibrio, deve essere uguale alla somma di tutte le energie uscenti dalla superficie S .

Le energie generalmente entranti in un sistema termodinamico sono quella cinetica, gravitazione e l’energia fornita alla massa in oggetto quando questa viene immessa all’interno del sistema e dovuta al campo di pressione in cui essa si muove; un ragionamento analogo può essere fatto per le energie uscenti. Oltre a queste forme di energia devono essere considerate sia quella sotto forma di calore esterno che viene scambiato attraverso la superficie S , che quella sotto forma di lavoro meccanico che può essere immesso oppure estratto dal sistema.

In termini di formule si può scrivere:

$$\underbrace{\frac{c_1^2}{2} + g \cdot z_1 + u_1 + p_1 \cdot v_1}_{\text{ingresso}} + q_{12} = \underbrace{\frac{c_2^2}{2} + g \cdot z_2 + u_2 + p_2 \cdot v_2 + L_{12}}_{\text{uscita}}$$

$$\downarrow$$

$$\left[\left(\frac{c_2^2}{2} + g \cdot z_2 + u_2 \right) - \left(\frac{c_1^2}{2} + g \cdot z_1 + u_1 \right) \right] + (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1) = q_{12} - L_{12} \quad (1.11)$$

Il prodotto $p \cdot v$ rappresenta l'energia scambiata dalla massa unitaria di fluido, quando questa, a causa del campo di pressione in cui essa si muove, viene fatta entrare e/o uscire dal sistema. Il lavoro compiuto da una quantità infinitesima di massa dm , che in un tempo dt si sposta di una certa quantità dx all'interno di un generico condotto di sezione A , può essere indicato come:

$$L = p \cdot A \cdot dx = p \cdot dV \quad (1.12)$$

Poiché il volumetto infinitesimo dV può essere espresso come prodotto del rispettivo volume specifico per la quantità infinitesima di massa:

$$dV = v \cdot dm \quad (1.13)$$

Sostituendo allora la (1.13) nella (1.12) e dividendo il risultato ottenuto per la massa infinitesima dm , si ottiene:

$$L = p \cdot v \cdot dm \rightarrow \frac{L}{dm} = \frac{p \cdot v \cdot \cancel{dm}}{\cancel{dm}} \rightarrow \frac{L}{dm} = p \cdot v \quad (1.14)$$

Definendo il concetto dell'entalpia (per unità di massa) come:

$$h = u + p \cdot v \quad (1.15)$$

Introducendo quindi la (1.15) nella (1.11) permette di ottenere il primo principio della termodinamica applicato ad un sistema aperto:

$$\left[\underbrace{(u_2 + p_2 \cdot v_2)}_{h_2} - \underbrace{(u_1 + p_1 \cdot v_1)}_{h_1} \right] + \left[\left(\frac{c_2^2}{2} + g \cdot z_2 \right) - \left(\frac{c_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) \right] = q_{12} - L_{12} \quad (1.16)$$

↓

$$(h_2 - h_1) + \left[\left(\frac{c_2^2}{2} + g \cdot z_2 \right) - \left(\frac{c_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) \right] = q_{12} - L_{12}$$

Differenziando tale espressione si ottiene:

$$dh + c \cdot dc + g \cdot dz = dq - dL \quad (1.17)$$

La (1.17) è anche nota come “*equazione generale del moto dei fluidi, espressa in forma termica*”. Differenziando ora l'espressione dell'entalpia (1.15) si ottiene:

$$dh = du + p \cdot dv + v \cdot dp \quad (1.18)$$

Confrontando l'espressione appena ottenuta con la (1.5), allora si ottiene:

$$\begin{cases} du = dq - p \cdot dv + dR \rightarrow du + p \cdot dv = dq + dR \\ dh = du + p \cdot dv + v \cdot dp \rightarrow du + p \cdot dv = dh - v \cdot dp \end{cases} \rightarrow dh - v \cdot dp = dq + dR$$

$$\downarrow$$

$$dh = dq + dR + v \cdot dp \quad (1.19)$$

Sostituendo quindi la (1.19) nella (1.17) si ottiene:

$$\cancel{dq} + dR + v \cdot dp + c \cdot dc + g \cdot dz = \cancel{dq} - dL \rightarrow c \cdot dc + g \cdot dz + v \cdot dp + dR + dL = 0 \quad (1.20)$$

Tale espressione è anche nota come “*equazione generale del moto dei fluidi, espressa in forma meccanica*”; essa è valida per un sistema aperto ed è spesso utilizzata per mettere in “risalto” il termine di perdita energetica dR .

1.3 – Il lavoro nel diagramma p-V

Si consideri ora un fluido comprimibile racchiuso in un cilindro nel quale vi scorre internamente un pistone di sezione trasversale A (prima *Figura 1.4*). Si supponga che la pressione interna p sia costante, quindi la medesima su tutti i punti della superficie considerata.

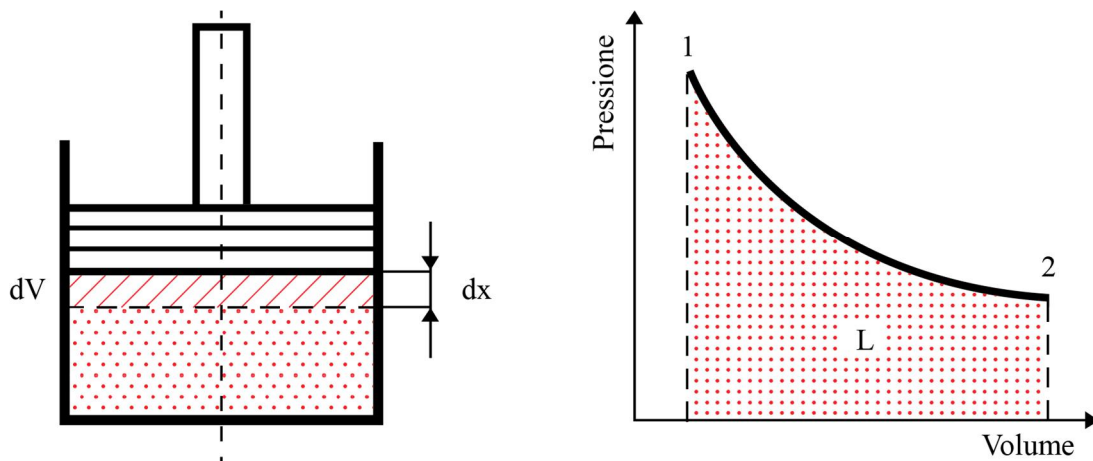


Figura 1.4 – Schema per la determinazione del lavoro meccanico.

Se il pistone si sposta verticalmente di una quantità infinitesima pari a dx , allora il lavoro dL può essere valutato come:

$$dL = p \cdot \frac{A \cdot dx}{dV} = p \cdot dV \quad (1.21)$$

Se si considera una trasformazione finita, in cui il fluido operatore passa dal volume iniziale V_1 a quello finale V_2 , allora il lavoro complessivo compiuto verso l'esterno del sistema risulta pari a:

$$L = \int_1^2 p \cdot dV \quad (1.22)$$

Graficamente la (1.22) può essere interpretata in maniera tale che il lavoro compiuto da un fluido durante una trasformazione da uno stato iniziale 1 ad uno finale 2, può essere rappresentato in un diagramma pressione-volume (seconda *Figura 1.4*) come l'area sottesa alla curva di trasformazione termica. Per convenzione si assume positivo il lavoro compiuto dal fluido verso l'esterno, negativo il contrario.

Nel caso di trasformazioni cicliche la (1.22) può essere scritta come:

$$L = \oint p \cdot dV \quad (1.23)$$

Facendo riferimento alla *Figura 1.5* si può osservare come se la trasformazione viene "percorsa" in senso orario ($1-a-b-c-1$) si ottiene che nel primo tratto $1-a-b$ il lavoro prodotto risulta positivo (ed è rappresentato dall'area $d-1-a-b-e$), mentre nel secondo tratto $b-c-1$ il lavoro assume un valore negativo (area $e-b-c-1-d$).

Ne consegue allora che il lavoro complessivamente compiuto è rappresentato dall'area del ciclo; nel caso esaminato esso risulta positivo in quanto il lavoro svolto dal fluido operatore durante la fase di *espansione* (rappresentato dall'area $1-a-b$) risulta maggiore di quello assorbito dall'esterno durante la fase di *compressione* (rappresentato dall'area $b-c-1$).

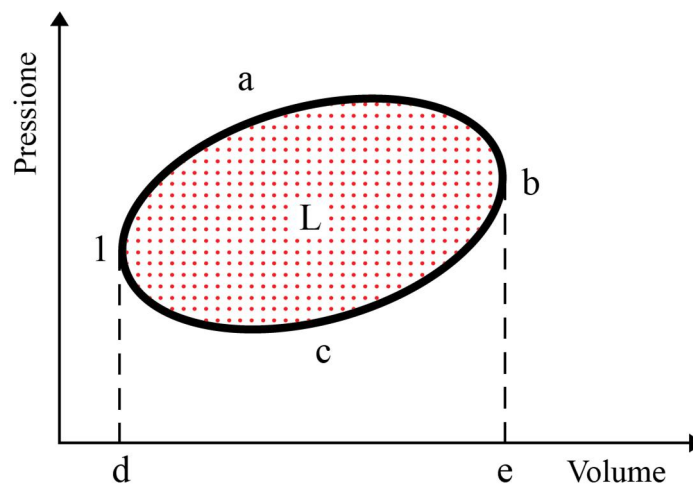


Figura 1.5 – Diagramma p-V per trasformazioni cicliche.

1.4 – Calore ed entropia nel diagramma entropico T-S

Come il lavoro dL è esprimibile dal prodotto di una pressione per una variazione infinitesima di volume dV ; così anche il calore dQ può essere espresso (nel caso di trasformazione reversibile) dal prodotto della sola temperatura assoluta T per la variazione dell'entropia:

$$dQ = T \cdot dS \quad (1.24)$$

Dall'espressione precedente la variazione di entropia può essere espressa come:

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad (1.25)$$

Tale integrale dipende unicamente dagli estremi 1 e 2 della trasformazione e non dal cammino percorso per compierla; pertanto l'entropia S risulta essere una variabile di stato.

Nel caso particolare in cui una trasformazione abbia luogo senza scambio di calore con l'ambiente esterno, ad ogni istante temporale risulta $dQ=0$, pertanto la variazione di entropia ottenibile dalla (1.25) risulta nulla. Una trasformazione reversibile che avviene quindi senza scambi di calore viene definita adiabatica o isoentropica.

Per trasformazioni reversibili è allora possibile integrare la (1.24) ottenendo quindi l'espressione del calore:

$$Q = \int_1^2 T \cdot dS \quad (1.26)$$

Pertanto, in un diagramma entropico, l'area sottesa alla curva di trasformazione termica rappresenta il calore assorbito dal sistema considerato (prima *Figura 1.6*).

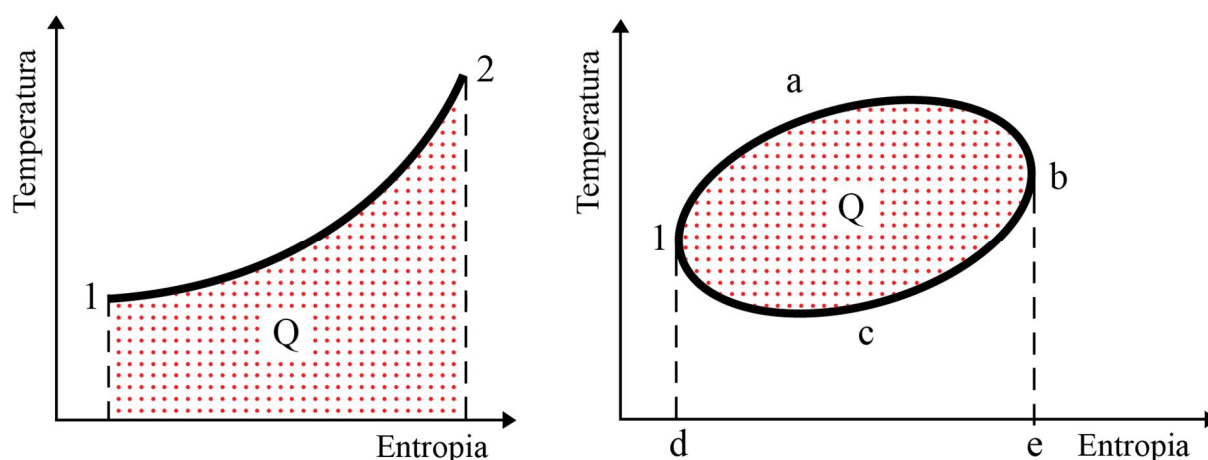


Figura 1.6 – Diagramma T-S per trasformazioni lineari e cicliche.

Considerando ora la trasformazione ciclica rappresentata nella seconda *Figura 1.6*, lungo il tratto iniziale $1-a-b$ viene somministrata una certa quantità di calore pari a Q_1 , ed è valutabile come l'area $d-1-a-b-e$; nel tratto finale $b-c-1$ viene invece sottratto il calore Q_2 , valutabile come l'area $e-b-c-1-d$.

La quantità complessiva di calore ricevuta/assorbita dall'esterno pertanto è rappresentata dall'area del ciclo. Poiché alla fine della trasformazione ciclica il sistema è tornato al suo stato iniziale, risulta nulla la sua variazione di energia interna e quindi diviene:

$$\begin{cases} \Delta U = Q - L \\ \Delta U = 0 \end{cases} \rightarrow Q = L \quad (1.27)$$

Ne consegue che il lavoro risulta allora positivo quanto il calore Q_1 è maggiore rispetto a Q_2 , ovvero il ciclo è “percorso” in senso orario, viceversa in caso contrario.

1.5 – Le trasformazioni reali

Si consideri ora un sistema termodinamico costituito da un fluido comprimibile che compie una trasformazione reale, ovvero non in maniera reversibile, presentando quindi delle dissipazioni energetiche.

L’energia dissipata non viene trasmessa all’esterno sotto forma di lavoro, ma si trasforma in calore che rimane interno al fluido, facendone aumentare quindi la propria energia interna; essa potrà venire recuperata solamente in parte man mano che la trasformazione avanza. In pratica è come se il fluido avesse ricevuto dall’esterno una quantità maggiore di calore di quello effettivamente ricevuto, mentre diminuisce il lavoro da esso compiuto.

Per valutare la variazione di entropia subita dal fluido è possibile considerare una qualsiasi trasformazione reversibile che abbia i due estremi coincidenti con quelli della trasformazione realmente accaduta.

Potenzialmente esistono infinite trasformazioni reversibili in grado di soddisfare questa condizione, ma ne esiste una che, più di ogni altra, risulta maggiormente idonea per descrivere la trasformazione reale. Si tratta di una trasformazione particolare in cui, per ogni stato entropico del fluido, la quantità di calore introdotta è uguale alla somma di quella effettivamente ricevuta dall’esterno più quella che si è prodotta internamente al fluido a causa dei fenomeni dissipativi; tale trasformazione viene quindi definita rappresentativa.

Indicando con dQ la quantità di calore effettivamente ricevuta dall’esterno, e con dL_r l’energia meccanica dissipata lungo un tratto infinitesimo della trasformazione realmente avvenuta, la quantità di calore introdotta durante il corrispondente tratto infinitesimo della trasformazione rappresentativa è esprimibile come:

$$dQ^* = dQ + dL_r \quad (1.28)$$

Quindi per l’intera trasformazione si può scrivere:

$$Q^* = \int_1^2 dQ + \int_1^2 dL_r = Q + L_r \quad (1.29)$$

Facendo riferimento alla *Figura 1.7*, gli estremi 1 e 2 rappresentano uno stato di equilibrio, infatti, in prossimità di essi, le dissipazioni energetiche dL_r tendono ad essere nulle, per cui nei due estremi la curva reale e quella ideale tendono a convergere.

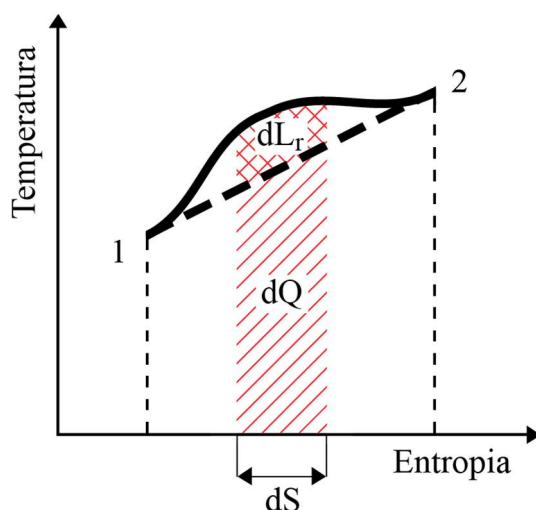


Figura 1.7 – Diagramma T-S di una trasformazione reale

Indicando con L il lavoro compiuto dal fluido durante la trasformazione reale e con L^* il lavoro compiuto lungo la trasformazione rappresentativa, poiché l'energia interna per entrambe le trasformazioni risulta la medesima, allora:

$$U_{reale} = U^* \rightarrow Q - L = Q^* - L^* \quad (1.30)$$

Sostituendo quindi la (1.29) nella (1.30) appena trovata si ottiene:

$$\phi - L = \phi + L_r - L^* \rightarrow L = L^* - L_r \quad (1.31)$$

La relazione appena trovata dimostra chiaramente come il lavoro compiuto dal fluido durante una trasformazione reale, corrisponda al lavoro compiuto durante la trasformazione rappresentativa, diminuito dell'energia meccanica dissipata in perdite.

La variazione entropica lungo un tratto infinitesimo della trasformazione rappresentativa pertanto vale:

$$dS = \frac{dQ^*}{T} = \frac{dQ}{T} + \frac{dL_r}{T} \quad (1.32)$$

Per valutare la variazione finita complessiva di entropia basta allora integrare la (1.32) tra gli estremi del suo dominio:

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dQ}{T} + \int_1^2 \frac{dL_r}{T} \quad (1.33)$$

L'entropia pertanto fornisce un'indicazione diretta dei fenomeni che avvengono all'interno di una data trasformazione termodinamica. Nel caso infatti di una trasformazione senza dissipazioni energetiche la (1.33) risulterebbe:

$$\Delta S = \int_1^{2'} \frac{dQ}{T} \quad (1.34)$$

La (1.34) mostra come a parità di calore ricevuto, una trasformazione ideale presenta un minore aumento dell'entropia, ovvero una trasformazione priva di perdite si evolve in uno stato finale 2' necessariamente diverso dallo stato finale 2, a cui giungerebbe invece in presenza di fenomeni dissipativi.

Nel caso in cui una trasformazione reale avvenga in assenza di scambi di calore con l'esterno, allora il termine dQ risulterebbe nullo ad ogni istante di tempo e pertanto la (1.33) diviene:

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dL_r}{T} \quad (1.35)$$

Questo significa che nelle trasformazioni reali, un sistema termicamente isolato non può mai ritornare allo stato iniziale; i cicli reali pertanto avvengono solamente in presenza di scambi di calore con l'esterno.

1.6 – I gas perfetti

Un fluido gassoso può essere considerato *perfetto*, oppure *ideale*, quando per esso è valida una relazione di stato che lega pressione, volume e temperatura tra di loro; in particolare essa assume una forma del tipo:

$$p \cdot v = R \cdot T \quad (1.36)$$

Il termine R è una costante, la quale dipende dalla natura del fluido in esame; nel caso di gas chimicamente puri, tale costante discende dalla legge di Avogadro, secondo la quale a volumi uguali di gas (a parità di pressione e temperatura) corrisponde uguale numero di molecole.

Se si considerano, a parità di pressione e di temperatura, diverse quantità di gas aventi ciascuno una massa uguale alla propria massa molecolare, queste occuperanno il medesimo volume in quanto contengono lo stesso numero di molecole. Moltiplicando quindi entrambi i membri della (1.36) per la massa molecolare si ottiene:

$$p \cdot (v \cdot m_{mol}) = (R \cdot m_{mol}) \cdot T \quad (1.37)$$

Poiché a parità di pressione di temperatura il prodotto $v \cdot m_{mol}$ assume il medesimo valore per tutti i gas, allora ne risulta che anche il prodotto $R \cdot m_{mol}$ deve assumere lo stesso valore per tutti i gas. Indicando con R_0 quella che viene definita come costante universale dei gas ($R_0 = 8.31 \frac{kJ}{kmol \cdot K}$) si ottiene:

$$R_0 = R \cdot m_{mol} \rightarrow R = \frac{R_0}{m_{mol}} \quad (1.38)$$

In un gas perfetto, oltre alla validità della legge di stato (1.36), è verificato anche come sia l'energia interna che l'entalpia risultano indipendenti dalla pressione, ovvero sono funzioni della sola temperatura:

$$u = u(T) \quad h = h(T) \quad (1.39)$$

Definendo il calore specifico come la quantità di energia necessaria da dover fornire all'unità di massa di un fluido per innalzarne la temperatura di un'unità; considerando il caso di una trasformazione priva di dissipazioni, se essa avviene a volume costante (trasformazione isocora) allora il calore totale introdotto è pari alla variazione di energia interna al sistema; così come se tale trasformazione avvenisse a pressione costante (trasformazione isobara) il calore introdotto risulterebbe pari alla variazione di entalpia del sistema:

$$\begin{aligned} dq &= du = c_v(T) \cdot dT \\ dq &= dh = c_p(T) \cdot dT \end{aligned} \quad (1.40)$$

Il rapporto tra i calori specifici a pressione e a volume costanti viene indicato come:

$$k(T) = \frac{c_p(T)}{c_v(T)} \quad (1.41)$$

I calori specifici e la costante del gas sono legati tra di loro dalla così detta relazione Mayer; partendo dalla definizione di entalpia (1.15) e sostituendovi al posto del prodotto $p \cdot v$ l'equazione di stato (1.36) si ottiene:

$$h = u + R \cdot T \quad (1.42)$$

Differenziando quindi la (1.42) e ricordando che il termine R è una costante (per cui la sua derivata risulta nulla), allora si ottiene:

$$dh = du + \cancel{dR \cdot T} + R \cdot dT \quad (1.43)$$

Sostituendovi quindi le relazioni della (1.40) si ottiene:

$$c_p(T) \cdot dT = c_v(T) \cdot dT + R \cdot dT \rightarrow R = c_p(T) - c_v(T) \quad (1.44)$$

I coefficienti c_p e c_v non sono costanti, ma per un gas perfetto essi variano in funzione della sola temperatura del gas; tuttavia, per rendere più semplici ed agevoli i calcoli è opportuno considerarli costanti nelle diverse trasformazioni.

1.6.1 – Trasformazioni a pressione costante

Siano 1 e 2 rispettivamente lo stato iniziale e finale della trasformazione considerata; se essa avviene a pressione costante, allora, partendo dalla (1.36) si può scrivere:

$$\begin{cases} p_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1 \rightarrow p_1 = R \cdot T_1 / v_1 \\ p_2 \cdot v_2 = R \cdot T_2 \rightarrow p_2 = R \cdot T_2 / v_2 \\ p_1 = p_2 \end{cases} \rightarrow \frac{R \cdot T_1}{v_1} = \frac{R \cdot T_2}{v_2} \rightarrow \frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (1.45)$$

Inoltre il lavoro ed il calore risultano:

$$\begin{aligned} L &= p \cdot (v_2 - v_1) = R \cdot (T_2 - T_1) \\ q &= c_p \cdot (T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (1.46)$$

1.6.2 – Trasformazioni a volume costante

Siano 1 e 2 rispettivamente lo stato iniziale e finale della trasformazione considerata; se essa avviene a volume costante, allora, partendo dalla (1.36) si può scrivere:

$$\begin{cases} p_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1 \rightarrow v_1 = R \cdot T_1 / p_1 \\ p_2 \cdot v_2 = R \cdot T_2 \rightarrow v_2 = R \cdot T_2 / p_2 \\ v_1 = v_2 \end{cases} \rightarrow \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{R \cdot T_2}{p_2} \rightarrow \frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (1.47)$$

In questo caso il lavoro ed il calore risultano:

$$\begin{aligned} L &= p \cdot (v_2 - v_1) = 0 \\ q &= c_v \cdot (T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (1.48)$$

1.6.3 – Trasformazioni isoterme

Siano 1 e 2 rispettivamente lo stato iniziale e finale della trasformazione considerata; se essa avviene senza cambiare la propria temperatura, allora, partendo dalla (1.36) si può scrivere:

$$\begin{cases} p_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1 \rightarrow T_1 = p_1 \cdot v_1 / R \\ p_2 \cdot v_2 = R \cdot T_2 \rightarrow T_2 = p_2 \cdot v_2 / R \rightarrow \frac{p_1 \cdot v_1}{\cancel{R}} = \frac{p_2 \cdot v_2}{\cancel{R}} \rightarrow p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2 \\ T_1 = T_2 \end{cases} \quad (1.49)$$

Il prodotto $p \cdot v$ è dunque costante, quindi anche per un generico punto intermedio della trasformazione si può scrivere:

$$p_1 \cdot v_1 = p \cdot v \rightarrow p = \frac{p_1 \cdot v_1}{v} \quad (1.50)$$

Per quanto riguarda il lavoro ed il calore invece:

$$\begin{aligned} L &= \int_1^2 p \cdot dv = p_1 \cdot v_1 \cdot \int_1^2 \frac{dv}{v} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \\ q &= L \end{aligned} \quad (1.51)$$

1.6.4 – Trasformazioni adiabatiche

Siano 1 e 2 rispettivamente lo stato iniziale e finale della trasformazione considerata; se essa avviene senza scambi di calore, facendo riferimento all'unità di massa, per un gas perfetto la prima equazione della termodinamica può essere scritta nella forma:

$$dq = c_v \cdot dT + p \cdot dv \quad (1.52)$$

Esprimendo la pressione ricavandola dall'espressione di stato (1.36) in funzione della temperatura e del volume specifico, quindi sostituendola nella (1.52) si ottiene:

$$p = \frac{R \cdot T}{v} \rightarrow dq = c_v \cdot dT + R \cdot T \cdot \frac{dv}{v} \quad (1.53)$$

Poiché per ipotesi la variazione di calore dq è nulla, allora risulta:

$$\begin{aligned} c_v \cdot dT + R \cdot T \cdot \frac{dv}{v} = 0 &\rightarrow \frac{c_v}{R} \cdot \frac{dT}{T} + \frac{dv}{v} = 0 \rightarrow \frac{dT}{T} + \frac{c_p - c_v}{c_v} \cdot \frac{dv}{v} = 0 \\ &\downarrow \\ \frac{dT}{T} + \frac{(c_p/c_v - 1) \cdot \cancel{c_v}}{\cancel{c_v}} \cdot \frac{dv}{v} &= \frac{dT}{T} + (k-1) \cdot \frac{dv}{v} = 0 \end{aligned} \quad (1.54)$$

Integrando quindi la (1.54) tra lo stato iniziale 1 e quello finale 2 si ottiene:

$$\int_1^2 \frac{dT}{T} + (k-1) \cdot \int_1^2 \frac{dv}{v} = 0 \rightarrow \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + (k-1) \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = 0 \rightarrow \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \ln\left(\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{-(k-1)}\right)$$

$$\begin{aligned} & \downarrow \\ \frac{T_2}{T_1} &= \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \rightarrow T_2 \cdot v_2^{k-1} = T_1 \cdot v_1^{k-1} \rightarrow T \cdot v^{k-1} = \text{cost.} \end{aligned} \quad (1.55)$$

Sostituendo la (1.36) nella (1.55) è possibile ottenerne una formulazione alternativa:

$$\begin{cases} p \cdot v = R \cdot T \rightarrow T = p \cdot v / R \\ T \cdot v^{k-1} = \text{cost.} \end{cases} \rightarrow \frac{p \cdot v}{R} \cdot v^{k-1} = \text{cost.} \rightarrow p \cdot v^k = \text{cost.} \quad (1.56)$$

Ponendo $dq=0$ nella (1.52) ed integrandola, si ottiene l'espressione del lavoro per questo tipo di trasformazione:

$$L = \int_1^2 p \cdot dv = c_v \cdot (T_1 - T_2) \quad (1.57)$$

1.6.5 – Trasformazioni politropiche

Siano 1 e 2 rispettivamente lo stato iniziale e finale della trasformazione considerata; se la quantità di calore scambiato è proporzionale alla variazione di temperatura, ovvero $dq = c \cdot dT$, allora la trasformazione considerata viene definita politropica. Sostituendo quindi tale espressione nella (1.52) e ricordando i passaggi svolti nella (1.54), si ottiene:

$$\begin{aligned} c \cdot dT &= c_v \cdot dT + \underbrace{p \cdot dv}_{R \cdot T \cdot \frac{dv}{v}} = c_v \cdot dT + R \cdot T \cdot \frac{dv}{v} \rightarrow \frac{c}{R} \frac{dT}{T} = \frac{c_v}{R} \frac{dT}{T} + \frac{dv}{v} \\ & \downarrow \\ \frac{c_v - c}{c_p - c_v} \cdot \frac{dT}{T} + \frac{dv}{v} &= 0 \end{aligned} \quad (1.58)$$

Ponendo:

$$\frac{c_v - c}{c_p - c} = n \quad (1.59)$$

Allora risulta che:

$$\frac{c_v - c}{c_p - c} - 1 = n - 1 \rightarrow \frac{c_v - \cancel{c} - c_p + \cancel{c}}{c_p - c} = n - 1 \rightarrow \frac{c_v - c_p}{c_p - c} = n - 1 \quad (1.60)$$

Sostituendo quindi la (1.60) nella (1.58) si ottiene:

$$\frac{1}{n-1} \cdot \frac{dT}{T} + \frac{dv}{v} = 0 \rightarrow \frac{dT}{T} + (n-1) \cdot \frac{dv}{v} = 0 \quad (1.61)$$

Integrando la (1.61) tra lo stato iniziale 1 e quello finale 2 si ottiene:

$$\int_1^2 \frac{dT}{T} + (n-1) \int_1^2 \frac{dv}{v} = 0 \rightarrow \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + (n-1) \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = 0 \rightarrow \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \ln\left(\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{-(n-1)}\right)$$

$$\downarrow$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \rightarrow T_2 \cdot v_2^{n-1} = T_1 \cdot v_1^{n-1} \rightarrow T \cdot v^{n-1} = \text{cost.} \quad (1.62)$$

Sostituendo la (1.36) nella (1.62) è possibile ottenerne una formulazione alternativa:

$$\begin{cases} p \cdot v = R \cdot T \rightarrow T = p \cdot v / R \\ T \cdot v^{n-1} = \text{cost.} \end{cases} \rightarrow \frac{p \cdot v}{R} \cdot v^{n-1} = \text{cost.} \rightarrow p \cdot v^n = \text{cost.} \quad (1.63)$$

Per ottenere l'espressione del lavoro per questa tipologia di trasformazione basta integrare la (1.52):

$$L = \int_1^2 p \cdot dv = (c_v - c) \cdot (T_1 - T_2) \quad (1.64)$$

Il calore scambiato invece risulta pari a:

$$q = c \cdot (T_2 - T_1) \quad (1.65)$$

Infine è interessante osservare come tutte le trasformazioni trovate in precedenza in realtà possono essere ricondotte a dei casi particolari di trasformazioni politropiche (*Figura 1.8*).

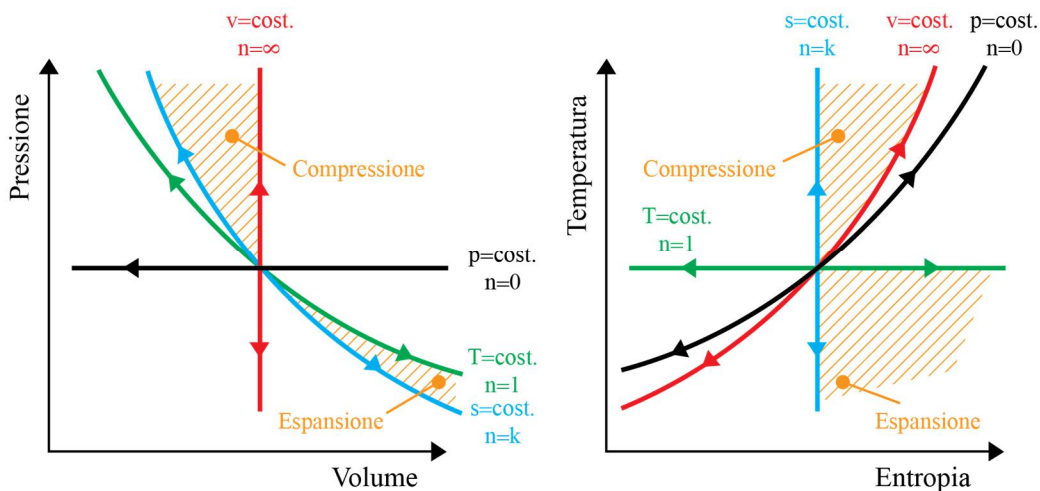


Figura 1.8 – Rappresentazione di trasformazioni isoterme, isobare, isoentropiche e isocore nei diagrammi p-v (a sinistra) e T-s (a destra).

Nelle trasformazioni adiabatiche, essendo nullo lo scambio di calore dq allora risulta:

$$c = 0 \rightarrow n = \frac{c_p}{c_v} = k \quad (1.66)$$

Pertanto le trasformazioni adiabatiche possono essere interpretate come particolari politropiche a calore specifico nullo. Nel caso di trasformazioni isobare si ha:

$$c = c_p \rightarrow n = 0 \quad (1.67)$$

Nelle trasformazioni isocore invece risulta:

$$c = c_v \rightarrow n = \infty \quad (1.68)$$

Ed infine nelle trasformazioni isoterme si ha:

$$c = \infty \rightarrow n = 1 \quad (1.69)$$

1.7 – I motori termici

Il fluido operatore è in grado di produrre lavoro quando, avendo ricevuto una certa quantità di calore, si espande. Affinché il lavoro venga prodotto con continuità, anche il calore deve essere introdotto continuamente; nei motori endotermici il fluido, dopo aver eseguito il lavoro, viene scaricato all'esterno e sostituito con altro gas fresco.

È infatti necessario, terminata la trasformazione con la quale si è generato il lavoro, riportare il fluido allo stato iniziale; ciò può essere fatto solo a condizione di spendere lavoro con altre trasformazioni. Per ricavare lavoro utile da questo succedersi di trasformazioni è necessario che l'energia spesa per riportare il fluido allo stato iniziale sia inferiore a quella compiuta dal fluido durante la fase di espansione; l'insieme delle trasformazioni rappresenta un ciclo termico.

In alcune macchine termiche il fluido operatore compie realmente una trasformazione a ciclo chiuso, come nei casi delle motrici a vapore; in altri invece no, come nel caso dei motori a combustione interna. Risulta comunque possibile immaginare cicli teorici che, almeno approssimativamente, riproducono i fenomeni che avvengono nel motore.

Se si considera un ciclo termico in coordinate p-v (*Figura 1.9*), il gas compie lavoro se il ciclo viene "percorso" in senso orario altrimenti, nel caso di ciclo inverso, il fluido assorbe lavoro.

L'area racchiusa entro la linea che descrive la successione delle trasformazioni rappresenta il lavoro compiuto dal e/o sul gas, esso infatti è definito dalla differenza fra il valore di quello ottenuto durante l'espansione e quello assorbito durante la fase di compressione. In coordinate T-S l'area racchiusa rappresenta la quantità di calore corrispondente.

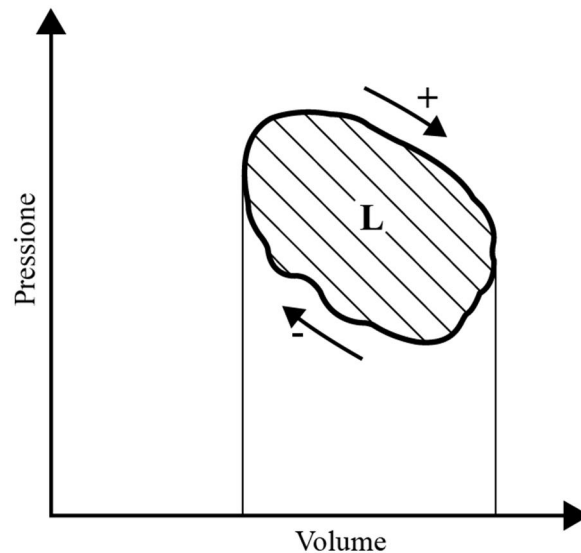


Figura 1.9 – Generico ciclo termico rappresentato in coordinate p-v.

Infine, per il corretto funzionamento di una motrice termica, è necessario che il calore sia introdotto a una temperatura elevata e che dopo la fase di espansione, esso venga sottratto a una più bassa prima di riportare il fluido nuovamente alle condizioni iniziali; significa che è necessario un dislivello termico.

Indicando con q_1 il calore introdotto e con q_2 quello sottratto, se si volesse utilizzare anche il calore q_2 esso dovrebbe essere riportato nel fluido ad alta pressione e temperatura.

Tuttavia il secondo principio della termodinamica afferma come il calore possa passare spontaneamente solo da corpi ad alta temperatura a quelli a temperatura più bassa, mentre l'inverso non è ottenibile, se non con una spesa di lavoro di compressione.

Pertanto, nel motore sarebbe necessario far avvenire la compressione seguendo la stessa legge con la quale è avvenuta l'espansione (considerando ambo le trasformazioni reversibili). Così operando però i lavori delle fasi sarebbero uguali, ma contrari in segno e di conseguenza non si ricaverebbe alcuna lavoro utile.

Dunque, affinché il lavoro speso durante la fase passiva di ripristino del fluido allo stato iniziale sia inferiore a quello compiuto durante la fase attiva, è necessario che il fluido al termine di questa venga raffreddato.

Trasformando allora in lavoro solamente una parte pari a $q_1 - q_2$ del calore totale fornito dalla sorgente q_1 , è possibile definire il rendimento termico di un ciclo come:

$$\eta_{th} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = \frac{L}{q_1} \quad (1.70)$$

È noto come il ciclo termico ideale, operante tra due sorgenti di calore aventi rispettivamente la temperatura T_1 e T_2 , sia quello di Carnot. Esso indica la massima utilizzabilità del calore fornito, ossia non è possibile realizzare un ciclo termico avente un rendimento superiore.

Tuttavia il suo rendimento resta sempre inferiore all'unità, proprio perché non tutto il calore utilizzato si converte in energia meccanica. Nella macchina di Carnot, il fluido operatore compie un ciclo (*Figura 1.10*) costituito da una espansione isoterma alla temperatura T_1 , una espansione adiabatica, una compressione isoterma a temperatura T_2 ed infine una compressione adiabatica.

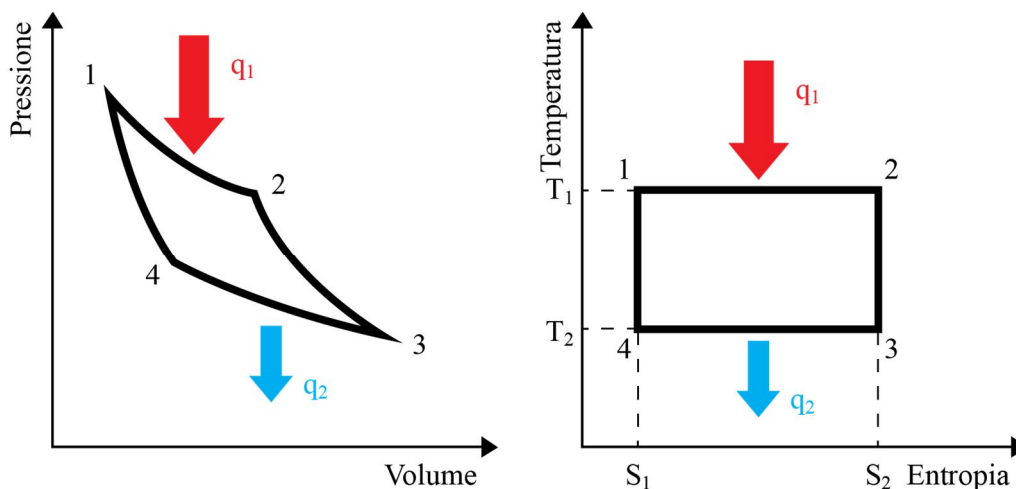


Figura 1.10 – Ciclo di Carnot in coordinate p - v e T - s .

Facendo riferimento a *Figura 1.10*, durante l'espansione isoterma 1-2, ricordando la (1.51), il fluido assorbe una quantità di calore pari a:

$$q_1 = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)$$

Continuando a riferirsi alla *Figura 1.10*, durante la fase di compressione isoterma 3-4, sempre secondo la (1.51), il fluido cede una quantità di calore pari a:

$$q_2 = p_2 \cdot v_2 \cdot \ln\left(\frac{v_3}{v_4}\right) = R \cdot T_2 \cdot \ln\left(\frac{v_3}{v_4}\right)$$

Poiché i punti 2 e 3 giacciono su di una retta adiabatica, ricordando la (1.55) si può scrivere:

$$T \cdot v^{k-1} = \text{cost.} \rightarrow T_1 \cdot v_2^{k-1} = T_2 \cdot v_3^{k-1} \quad (1.71)$$

In maniera analoga anche per i punti 1 e 4 è possibile scrivere:

$$T \cdot v^{k-1} = \text{cost.} \rightarrow T_1 \cdot v_1^{k-1} = T_2 \cdot v_4^{k-1} \quad (1.72)$$

Dividendo quindi membro a membro la (1.71) e la (1.72) risulta:

$$\frac{\cancel{R} \cdot v_2^{k-1}}{\cancel{R} \cdot v_1^{k-1}} = \frac{\cancel{R} \cdot v_3^{k-1}}{\cancel{R} \cdot v_4^{k-1}} \rightarrow \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4} \quad (1.73)$$

Pertanto la (1.70) diviene:

$$\eta_{th} = \frac{\cancel{R} \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) - \cancel{R} \cdot T_2 \cdot \ln\left(\frac{v_3}{v_4}\right)}{\cancel{R} \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1.74)$$

La (1.74) mostra chiaramente come, tanto maggiore risulta la differenza di temperatura tra i due bacini termici T_1 e T_2 , tanto maggiore risulta il rendimento teorico massimo ottenibile in un ciclo termodinamico.

2 – Il ciclo ideale e reale

Il fluido operatore durante il passaggio in camera di combustione è sottoposto a una serie di trasformazioni chimiche e fisiche (compressione, espansione, combustione, scambio di calore con le pareti, attriti interni al fluido e con le pareti, ecc.) che costituiscono il ciclo del motore.

Data la numerosità dei fenomeni fisici che incorrono all'interno di un ciclo reale, molto spesso si ricorre ad un ciclo "semplificato" che presenta tutta una serie di approssimazioni. Quelli più comunemente utilizzati (in ordine di avvicinamento alle condizioni reali) sono tre:

- ciclo ideale;
- ciclo ad aria;
- ciclo aria-combustibile.

Nel ciclo ideale si suppone che il fluido operatore sia costituito da aria e che questa si comporti come un gas perfetto; si suppone inoltre che le fasi d'introduzione e sottrazione del calore abbiano una durata ben determinata, la quale dipendente dalla tipologia del ciclo, mentre nelle altre fasi non si abbiano perdite di calore.

È chiaro che, sotto queste ipotesi, i valori massimi raggiungibili di temperatura e di pressione, e pertanto anche il lavoro e il corrispondente rendimento termico calcolati per il ciclo ideale, sono più elevati di quelli corrispondenti al rispettivo ciclo reale.

Nel ciclo ad aria il fluido operativo è sempre aria, ma si suppone che i calori specifici siano variabili secondo la temperatura che si sviluppa durante il ciclo. Le condizioni d'introduzione e sottrazione del calore rimangono uguali a quelle del ciclo ideale e non si hanno perdite di calore.

Tenendo conto della variazione dei calori specifici, si ottengono per le temperature e pressioni massime valori inferiori a quelli calcolati per il ciclo ideale e quindi anche il lavoro e il rendimento termico risultano più bassi, tuttavia sempre maggiori di quelli di un ciclo reale.

Il ciclo aria-combustibile risulta essere quello più vicino al corrispondente ciclo reale. Riferendosi al caso di un motore ad accensione comandata, tradizionalmente il fluido operatore è costituito da una miscela di aria-combustibile durante la fase di aspirazione e compressione, mentre dai gas combusti residui durante la fase di espansione e scarico.

Dopo l'accensione della miscela, il fluido operatore è costituito dai prodotti della combustione, ovvero teoricamente da una miscela di gas, costituita da anidride carbonica, monossido di carbonio, vapor d'acqua e azoto molecolare. Tale miscela di gas presenta un calore specifico medio ancora più alto rispetto a quello dell'aria, inoltre, esso aumenta anche a causa della dissociazione delle molecole più leggere sotto l'azione dell'alta temperatura di esercizio.

Il fenomeno di dissociazione si presenta come una reazione endotermica che assorbe una quota parte del calore derivante dalla combustione, ne deriva pertanto un abbassamento sia della temperatura che della pressione massima raggiungibile in camera di combustione.

2.1 – Il ciclo Otto teorico

Il ciclo termodinamico teorico dei motori ad accensione comandata è noto anche come ciclo Otto, ed è rappresentato in maniera schematica in *Figura 2.1*.

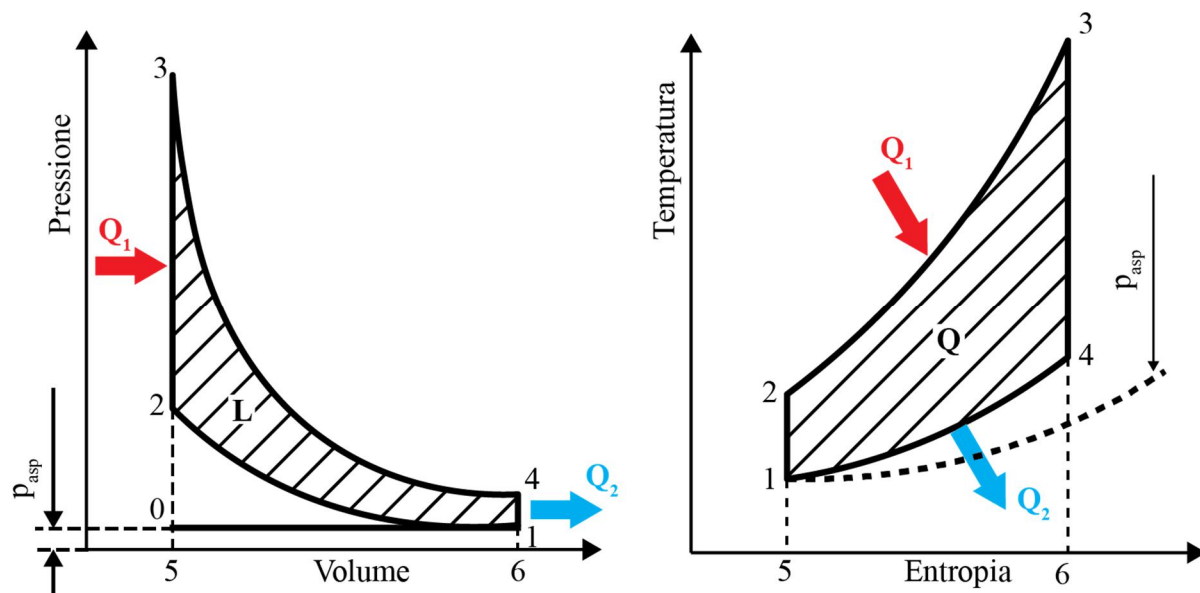


Figura 2.1 – Ciclo Otto teorico rappresentato in coordinate p-v (a sinistra) e T-s (a destra).

Le trasformazioni termodinamiche caratteristiche che hanno luogo durante il ciclo sono:

- tratto 1-2: trasformazione adiabatica definita fase di compressione del fluido operatore, con conseguente assorbimento di lavoro;
- tratto 2-3: trasformazione isocora con introduzione istantanea del calore fornito Q_1 ;
- tratto 3-4: trasformazione adiabatica definita fase di espansione alla quale corrisponde il lavoro prodotto dal fluido operatore;
- tratto 4-1: trasformazione isocora a volume costante, con sottrazione istantanea del calore Q_2 .

La fase di sottrazione di calore in realtà, nei motori a quattro tempi, avviene durante la fase di scarico 1-0, mentre il fluido operatore viene introdotto nel motore durante la corsa di aspirazione 0-1.

In un ciclo teorico come quello considerato, gli effetti derivanti da questi due processi si annullano a vicenda, senza quindi generare né guadagno né perdita di lavoro; per questo motivo sia la corsa di aspirazione che quella di scarico non vengono considerate nei diagrammi ideali in coordinate $p-v$ e il ciclo Otto risulta rappresentato come un ciclo chiuso, nel quale il fluido attivo torna al suo stato iniziale alla fine della fase di espulsione del calore 4-1.

Poiché il calore Q_1 viene introdotto a volume costante, non essendovi quindi espansione da parte del fluido operatore, il rispettivo lavoro L_{2-3} risulta nullo, pertanto l'equazione di conservazione dell'energia può essere scritta come:

$$Q_1 = U_3 - U_2 \quad (2.1)$$

Avendo ipotizzato il ciclo ideale, allora il fluido operatore si comporta come un gas perfetto, pertanto la sua variazione di energia interna durante tale trasformazione isocora può essere scritta come:

$$Q_1 = U_3 - U_2 = c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.2)$$

In maniera analoga anche il calore Q_2 viene sottratto a volume costante, ovvero anche in questo caso il lavoro L_{4-1} risulta essere nullo; in analogia ai passaggi precedenti è possibile scrivere:

$$Q_2 = U_4 - U_1 = c_v \cdot (T_4 - T_1) \quad (2.3)$$

Pertanto, ricordando la (1.70), il rendimento termico ideale per un ciclo Otto può essere scritto come:

$$\eta_{th\ Otto} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{c_v \cdot (T_3 - T_2) - c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2)} = \frac{T_3 - T_2}{T_3 - T_2} - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \quad (2.4)$$

Sfruttando quindi la relazione (1.55) e applicandola alla trasformazione adiabatica di compressione 1-2 e di espansione 3-4, rispettivamente è possibile scrivere:

$$T_1 \cdot v_1^{k-1} = T_2 \cdot v_2^{k-1} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \quad T_3 \cdot v_3^{k-1} = T_4 \cdot v_4^{k-1} \rightarrow \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{k-1} \quad (2.5)$$

Trattandosi di due trasformazioni isocore, allora:

$$v_1 = v_4 \quad v_2 = v_3 \quad (2.6)$$

Sostituendo le (2.6) nelle (2.5) si ottiene:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^{k-1} = \frac{T_3}{T_4} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (2.7)$$

Sostituendo quindi la (2.7) nella (2.4) e tenuto conto della prima delle (2.5), si può scrivere:

$$\eta_{th\ Otto} = 1 - \frac{T_1 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}{T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \quad (2.8)$$

Indicando con r_c il rapporto tra il volume v_1 all'inizio e il volume v_2 alla fine della corsa di compressione, il quale viene generalmente denominato come rapporto di compressione, si ottiene l'espressione comunemente adottata del rendimento termico ideale del ciclo Otto:

$$\eta_{th\ Otto} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \quad (2.9)$$

La (2.9) mostra chiaramente come il rendimento termico ideale del ciclo Otto sia funzione del solo rapporto di compressione, il quale è un parametro geometrico, e del rapporto tra i calori specifici del fluido operatore. In particolare, di grande influenza, risulta essere proprio il primo parametro: presentando infatti un andamento di tipo iperbolico, anche piccoli cambiamenti possono comportare una variazione anche significativa del massimo rendimento ottenibile, soprattutto nel campo delle "basse" compressioni.

Per questo motivo, almeno teoricamente, bisognerebbe cercare di adottare un rapporto di compressione il più elevato possibile. Nella pratica tale valore risulta limitato sia per contenere lo stress meccanico che viene generato sui componenti del motore, sia perché se il suo valore fosse molto elevato, al termine della fase di compressione la temperatura del fluido operatore risulterebbe eccessiva.

Poiché nei motori ad accensione comandata la carica è costituita da una miscela di aria e combustibile, se la temperatura raggiunta dal fluido risulta eccessiva, può verificarsi il fenomeno di una combustione spontanea anomala, nota come detonazione. Tale fenomeno risulta molto dannoso sia per quanto riguarda l'efficienza, ma soprattutto per l'integrità

strutturale del motore; per cui esso limita fortemente le prestazioni massime ottenibili da un motore a combustione interna in termini sia di efficienza che di prestazioni.

2.2 – Il ciclo Otto reale

Il ciclo reale rispecchia le effettive condizioni di funzionamento di un motore a combustione interna e viene identificato con un diagramma della pressione misurata sperimentalmente internamente al cilindro al variare della posizione del pistone che vi scorre all'interno; tale diagramma viene spesso indicato con il nome di diagramma indicato. Le trasformazioni effettivamente subite dal fluido operatore possono differire anche in maniera significativa da quelle descritte dal rispettivo ciclo ideale.

Facendo riferimento al diagramma indicatore di *Figura 2.2* relativo ad un motore ad aspirazione naturale, le differenze di forma del ciclo indicato rispetto a quello teorico consistono principalmente in un diverso andamento delle curve di espansione e compressione, nella “sostituzione” dei tratti rettilinei di introduzione e sottrazione di calore con tratti curvi e nella presenza di raccordi al posto degli spigoli tra le varie fasi del ciclo.

Le cause più importanti di queste differenze possono essere ricercate in:

- **Perdite di calore:** nel ciclo teorico sono assunte essere nulle, mentre nel ciclo reale sono invece rilevanti. Poiché il cilindro e la testata del motore sono usualmente raffreddate, una parte del calore è trasmesso dal fluido alle pareti; le curve di compressione e di espansione pertanto non sono adiabatiche, ma sono descritte da leggi politropiche in cui l'esponente n risulta diverso del coefficiente k .
In particolare risulta $n > k$ durante la fase di compressione, mentre $n < k$ durante quella di espansione; tali effetti sono quantificabili in una perdita di lavoro utile, descritta dall'area tratteggiata A di *Figura 2.2*.
- **Combustione non istantanea:** nel ciclo teorico l'introduzione di calore viene supposta avvenire a volume costante, ovvero istantanea; nel ciclo reale invece essa richiede un certo lasso di tempo. Nel caso in cui l'accensione della miscela aria-combustibile avvenisse esattamente in corrispondenza del PMS, allora la fase di combustione avrebbe effettivamente luogo durante la corsa di discesa verso il PMI da parte del pistone e quindi, il valore della massima pressione raggiungibile, sarebbe inferiore a quanto ipotizzato, con conseguente perdita di lavoro utile.

Per “mitigare” tale effetto negativo, normalmente si procede ad anticipare l’accensione in maniera tale che la combustione possa avvenire, in massima parte, quando il pistone si trova in prossimità del PMS. Questo modo di operare produce un “arrotondamento” della linea teorica di introduzione del calore e pertanto una perdita di lavoro utile, rappresentata dalle due aree *B* di *Figura 2.2*; tale perdita risulta comunque inferiore a quella che si avrebbe se non si adottasse un punto di accensione della carica antecedente al PMS.

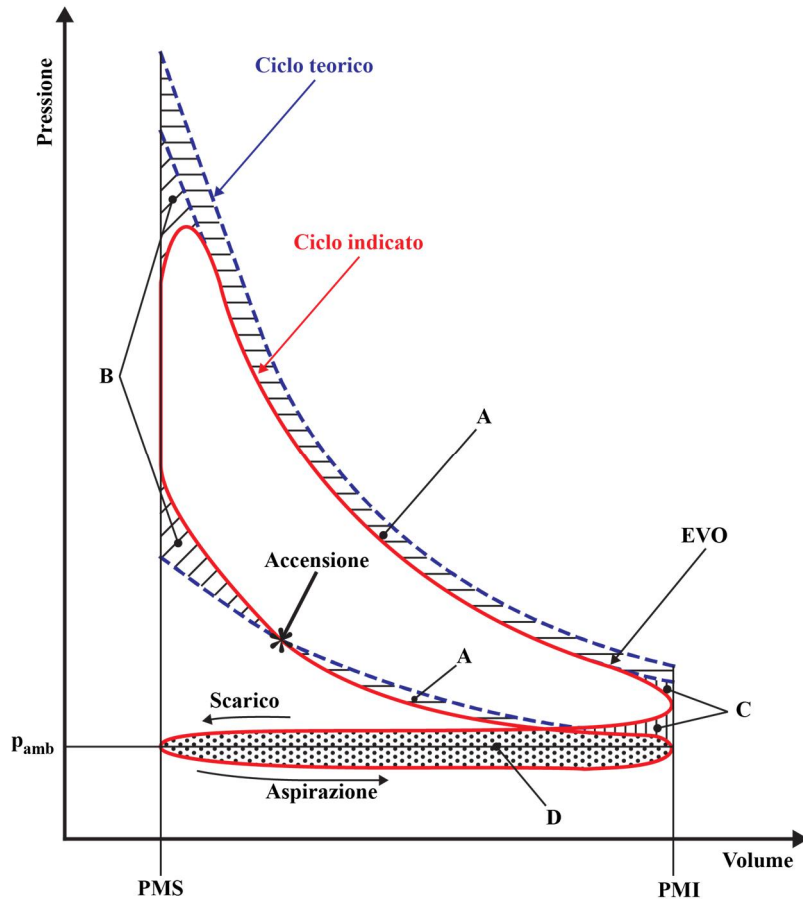


Figura 2.2 – Confronto fra ciclo Otto ideale ed indicato.

- **Tempo di apertura della valvola di scarico:** nel ciclo teorico si era ipotizzato che l’estrazione del calore avvenisse istantaneamente in corrispondenza del PMI. Nel ciclo reale tale estrazione di calore si protrae per un tempo relativamente lungo, infatti la valvola di scarico viene fatta aprire in anticipo, in maniera tale da consentire a una parte dei gas combusti di uscire dal cilindro prima che il pistone abbia concluso la corsa di discesa.

Questo processo, noto anche come *blowdown*, permette di “facilitare” la fuoriuscita dei gas combusti durante la successiva fase di risalita del pistone verso il PMS, infatti, al

temine della fase di espansione il braccio di manovella risulta molto piccolo e, poiché il fluido ha ormai compiuto la maggior parte della sua fase di espansione, il lavoro che sarebbe in grado di produrre nella rimanente parte della corsa sarebbe esiguo.

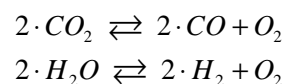
Conviene allora sfruttare la maggiore pressione del gas contenuto all'interno del cilindro rispetto all'ambiente di scarico esterno, per facilitarne quindi l'espulsione. Anche in questo caso, la perdita di lavoro utile (rappresentata dalle aree C di *Figura 2.2*) risulta minore di quella che invece si avrebbe senza anticipare l'apertura della valvola di scarico.

Per quanto riguarda invece le cause della differenza nei valori della pressione e temperatura massima sono:

- **Aumento dei calori specifici del fluido con la temperatura:** sia il calore specifico a pressione costante c_p che quello a volume costante c_v di un gas reale aumentano con la temperatura, ma in modo che la loro differenza resti costante, come dimostrato nella (1.44); di conseguenza l'aumento della temperatura di esercizio causa una diminuzione del rapporto k .

Ne consegue che i valori della pressione e della temperatura massima raggiungibili risultano sempre inferiori a quelli raggiungibili nel caso in cui i calori specifici fossero costanti al variare della temperatura.

- **Dissociazione nella combustione:** le alte temperature che vengono raggiunte durante il processo di rilascio del calore possono portare ai seguenti equilibri chimici dei prodotti di combustione:



Tali reazioni avvengono con assorbimento di calore, pertanto la temperatura massima raggiungibile, e quindi anche la pressione, risulta minore. Tale energia viene parzialmente restituita al procedere dell'espansione, poiché la temperatura complessivamente si riduce e la dissociazione retrocede.

Nonostante vi sia un parziale recupero del lavoro prima perduto, un rilascio "tardivo" del calore produce sempre una inefficienza, in quanto la fase di scarico avviene con dei gas combusti ancora caldi ed in grado di produrre lavoro utile.

Infine, nel caso di riferimento ad un motore ad aspirazione naturale, il ciclo reale presenta un'altra differenza importante nei confronti del ciclo teorico: durante la corsa di aspirazione la pressione interna nel cilindro risulta inferiore a quella che invece si ha durante la corsa di

scarico. Salvo casi particolari, durante questa fase la pressione è inferiore rispetto a quella atmosferica mentre durante lo scarico risulta superiore.

Si crea perciò nel diagramma indicato un'area negativa (area *D* di *Figura 2.2*) che corrisponde a lavoro perduto. Questo lavoro compiuto dal motore per realizzare le fasi di aspirazione e di scarico, viene definito lavoro di pompaggio; nei motori ad accensione comandata che presentano un organo per la regolazione del carico, esso dipende in maniera molto significativa dalla posizione di quest'ultimo.

Quando questo è in posizione tutto "aperto" (prima *Figura 2.3*), ovvero il carico è massimo, la resistenza al passaggio dell'aria è minima e, a parte le naturali perdite di carico presenti lungo il condotto di aspirazione, la pressione interna al cilindro risulta molto prossima a quella atmosferica.

Quando invece esso risulta "chiuso", ovvero il carico è minimo (seconda *Figura 2.3*), la resistenza al passaggio dell'aria è massima; questa quindi non riesce ad entrare con la stessa rapidità con la quale aumenta il volume nel cilindro a seguito dello spostamento del pistone durante la corsa di aspirazione, si crea pertanto una depressione che fa aumentare il lavoro di pompaggio.

Tale depressione produce anche un altro effetto indesiderato, infatti, al raggiungimento del punto morto inferiore la pressione interna al cilindro è inferiore rispetto alla pressione ambiente, pertanto parte della corsa iniziale di compressione viene "persa" solamente per riportare il fluido operatore alle condizioni ambientali, riducendo quindi il rapporto effettivo di compressione, il quale influenza negativamente il rendimento teorico massimo raggiungibile dal ciclo Otto.

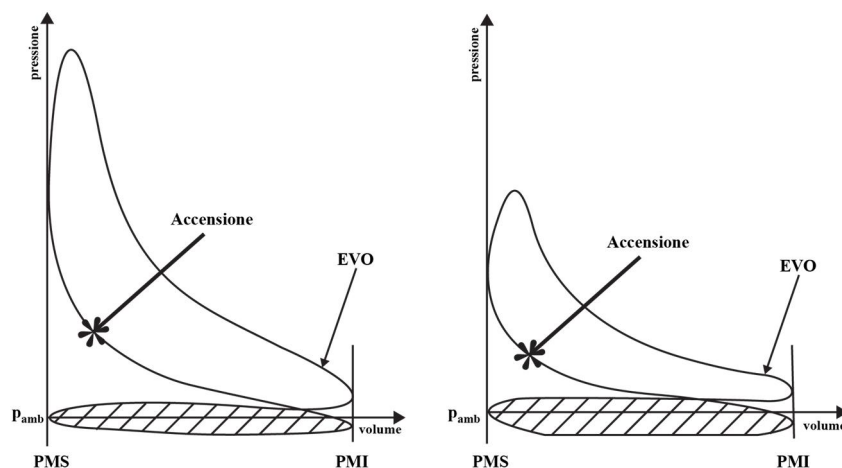


Figura 2.3 – Influenza del carico sul diagramma indicatore di un motore ad accensione comandata ad aspirazione naturale, pieno carico a sinistra, carico parziale a destra.

Nel caso di motori ad accensione comandata dotati di sistema di sovralimentazione, essendo la pressione di alimentazione superiore a quella di scarico, l'area del ciclo di sostituzione della carica può assumere un valore positivo e quindi contribuire in maniera attiva alla produzione complessiva del lavoro utile.

In conclusione, è possibile definire il rendimento termico indicato (o semplicemente rendimento indicato), come il rapporto tra il lavoro indicato L_i ottenuto complessivamente dal fluido operatore durante il ciclo e il calore speso per ottenerlo, pertanto:

$$\eta_{ind} = \frac{L_{ind}}{Q} \quad (2.10)$$

3 – Caratteristiche generali dei motori a combustione interna

I motori a combustione interna sono macchine a fluido motrici volumetriche, il cui scopo è quello di convertire in lavoro utile meccanico la più grande quantità possibile di energia termica liberata durante il processo di combustione.

Il fluido operatore è costituito da una miscela di aria e di combustibile, esso è in grado di compiere lavoro utile grazie alla variazione di pressione e di volume che consegue all'introduzione del calore generato dalla fase di combustione.

La denominazione “*combustione interna*” deriva dal fatto che il processo di rilascio del calore avviene internamente alla macchina, senza ricorrere a componenti esterni (come ad esempio una caldaia nei motori a vapore o nel motore Stirling) in cui far avvenire le reazioni di ossidazione tipiche della combustione (*Figura 3.1*).

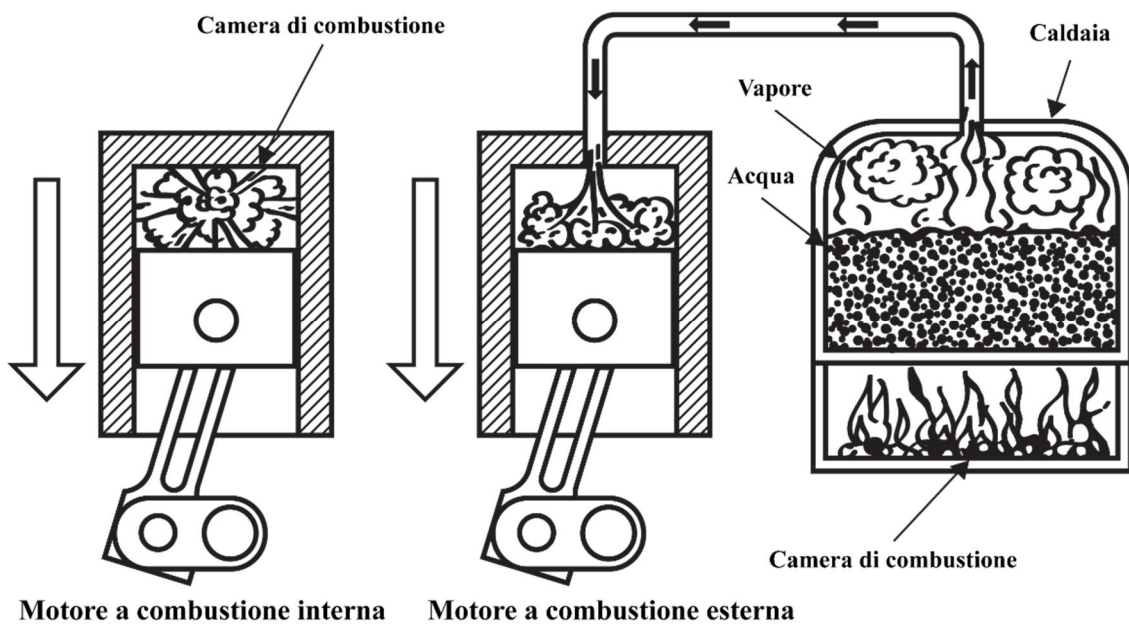


Figura 3.1 – Esempio di motore alternativo a combustione interna (a sinistra) e a combustione esterna (a destra).

I criteri di classificazione dei motori a combustione interna sono molteplici, essi sono basati sui principali parametri che ne caratterizzano il funzionamento:

- **metodo di avviamento della combustione:** può essere ad accensione comandata (tramite una scintilla generata da sorgente esterna, come una candela), oppure ad accensione spontanea (ovvero per compressione);

- **durata del ciclo termodinamico:** se il ciclo viene completato in quattro corse del pistone allora viene definito *4 tempi*, mentre se viene completato in due corse allora viene definito *2 tempi*;
- **natura del combustibile utilizzato:** benzina, gasolio, gas, ecc.;
- **metodo di alimentazione dell'aria:** aspirazione naturale oppure con sovralimentazione;
- **metodo di alimentazione del combustibile:** la miscela aria-combustibile può essere preformata nel condotto di aspirazione (con carburatore oppure tramite iniezione indiretta) oppure può essere formata direttamente all'interno del cilindro (tramite iniezione diretta);
- **regolazione del carico:** può avvenire per regolazione della composizione della miscela (regolazione per qualità), oppure controllando la quantità di carica introdotta all'interno del cilindro (regolazione per quantità);
- **tipo di moto degli organi meccanici del motore:** alternativo, rotativo oppure oscillante;
- **sistema di raffreddamento:** ad aria oppure a liquido.

3.1 – Grandezze geometriche e cinematiche

Il moto alternato del pistone viene trasformato in moto rotatorio dell'albero motore generalmente mediante l'impiego di un sistema di biella-manovella (*Figura 3.2*).

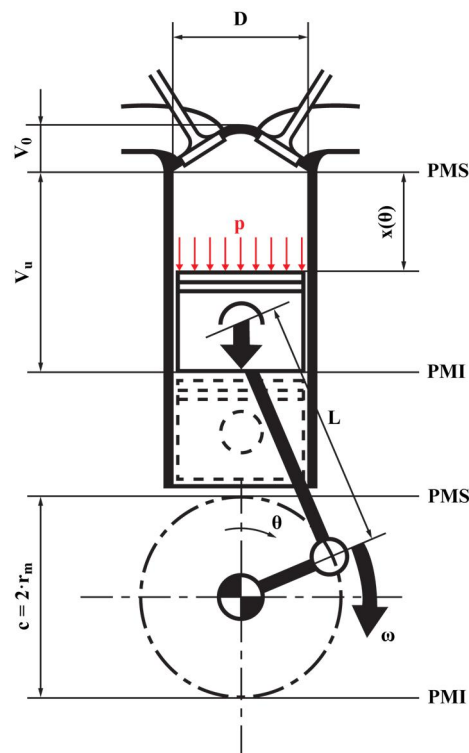


Figura 3.2 – Rappresentazione schematica del sistema biella-manovella.

Tra le grandezze geometriche principali si possono ricordare:

- *alesaggio D* : indica il diametro interno del cilindro entro il quale si muove il pistone;
- *corsa c* : è la distanza percorsa dal pistone tra il punto morto superiore (PMS) ed il punto morto inferiore (PMI); essa è pari al doppio del raggio di manovella r_m :

$$c = 2 \cdot r_m \quad (3.1)$$

- *sezione trasversale del cilindro A_p* : indica la sezione del cilindro, valutata nella direzione normale al suo asse di simmetria:

$$A_p = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (3.2)$$

- *cilindrata unitaria V_u* : è il volume prodotto dal pistone durante la sua corsa, la cilindrata totale V è data dal prodotto tra la cilindrata unitaria per il numero complessivo di pistoni:

$$V_u = A_p \cdot c = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot c \rightarrow V = V_u \cdot z_{cyl} \quad (3.3)$$

- *rapporto di compressione volumetrico r* : indica il rapporto tra il massimo volume descritto dal pistone durante la sua corsa (raggiungimento del PMI) ed il minimo del suo valore (ovvero pistone al PMS), indicando con V_0 il volume della camera di combustione, ossia il volume racchiuso tra la testa motore ed il pistone quando questo si trova al punto morto superiore, esso è valutabile come:

$$r = \frac{V_{tot \ max}}{V_{tot \ min}} = \frac{V_u + V_0}{V_0} \quad (3.4)$$

La variazione di volume all'interno del cilindro dipende dalla posizione angolare della manovella, in particolare ad ogni rotazione completa dell'albero motore il volume interno ad ogni cilindro sarà lo stesso. La funzione di volume può quindi essere espressa come la somma di due termini: il volume della camera di combustione e la frazione di volume della cilindrata all'istante considerato:

$$V(\theta) = V_0 + A_p \cdot x(\theta) \quad (3.5)$$

Il termine $x(\theta)$ rappresenta la corsa del pistone al variare dell'angolo di manovella, esso naturalmente è compresa tra 0 e $2r_m$ e può essere espresso in funzione delle principali grandezze geometriche.

Indicando con θ l'angolo compreso tra l'asse verticale del cilindro e la posizione della manovella, mentre con β l'angolo tra l'asse del cilindro e la biella, lo spostamento verticale del pistone può essere allora espresso come:

$$x(\theta) = r_m \cdot (1 - \cos \beta) + L(1 - \cos \theta) = L + r_m - (L \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \theta) \quad (3.6)$$

Facendo riferimento alla *Figura 3.3*, è possibile considerare due triangoli rettangoli $A\hat{B}C$ e $D\hat{C}B$ aventi come ipotenusa rispettivamente la manovella e la biella. Poiché il cateto minore è comune a entrambi, è allora possibile mettere in relazione l'angolo β con l'angolo θ , infatti:

$$L \cdot \sin \beta = r_m \cdot \sin \theta \rightarrow \sin \beta = \underbrace{\frac{r_m}{L}}_{\lambda} \cdot \sin \theta = \lambda \cdot \sin \theta \quad (3.7)$$

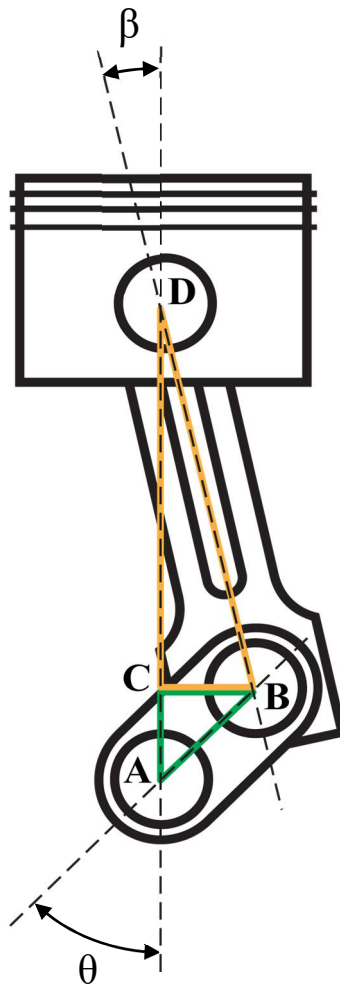


Figura 3.3 – Schema trigonometrico per la determinazione della dipendenza tra gli angoli del manovellismo di spinta.

Ricordando la legge fondamentale della trigonometria:

$$\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1 \rightarrow \cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \quad (3.8)$$

Sostituendo la (3.7) nella (3.8) si ottiene:

$$\begin{cases} \sin \beta = \lambda \cdot \sin \theta \\ \cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \end{cases} \rightarrow \cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \theta}$$

$$\downarrow$$

$$x(\theta) = L + r_m - \left(L \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \theta} + r_m \cdot \cos \theta \right) \quad (3.9)$$

Possono esistere alcune configurazioni del manovellismo in cui l'asse del cilindro e l'asse dell'albero motore non corrispondano, ovvero è presente un *offset* di disassamento. Tale disposizione può essere introdotta in un'ottica di riduzione degli attriti tra il mantello del pistone e la camicia del cilindro.

Se si considera la fase di espansione del fluido operatore, la forza agente sul pistone è data dal prodotto della pressione agente sullo stantuffo per l'area trasversale della sezione del cilindro. Facendo riferimento alla prima di *Figura 3.4*, tale forzante può essere scomposta in due componenti: una agente lungo la biella, indicata con F_b ed una normale all'asse verticale F_n , agente sulla parete del cilindro.

Proprio quest'ultima causa usura fra cilindro e stantuffo, provocando importanti perdite per attrito. Al fine di ridurre l'entità di questa forza si può agire riducendo l'angolo β aumentando la lunghezza della biella (incrementando però le sollecitazioni inerziali), oppure è possibile traslare lateralmente l'asse del cilindro rispetto al piano verticale passante per l'asse dell'albero motore (seconda *Figura 3.4*).

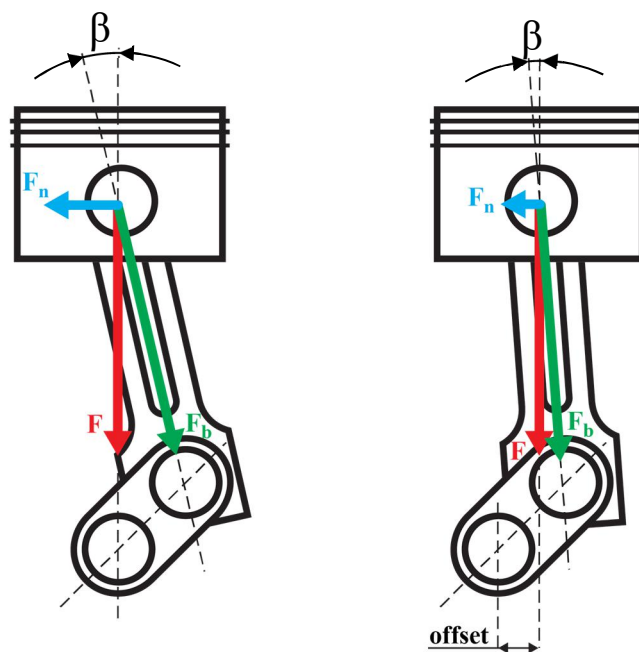


Figura 3.4 – Schema delle forze agenti sul pistone senza e con offset.

Tale disassamento viene definito *offset* e deve essere effettuato dalla stessa parte verso la quale avviene la rotazione del motore; così facendo la biella risulta meno inclinata nelle fasi di aspirazione e di espansione, mentre lo è di più durante le fasi di compressione e di scarico. Come conseguenza di questa disposizione geometrica degli organi del motore, si ottiene una diminuzione delle perdite energetiche durante la fase utile d'espansione, in quanto risulta minore la forza laterale quando la pressione è massima (Figura 3.5).

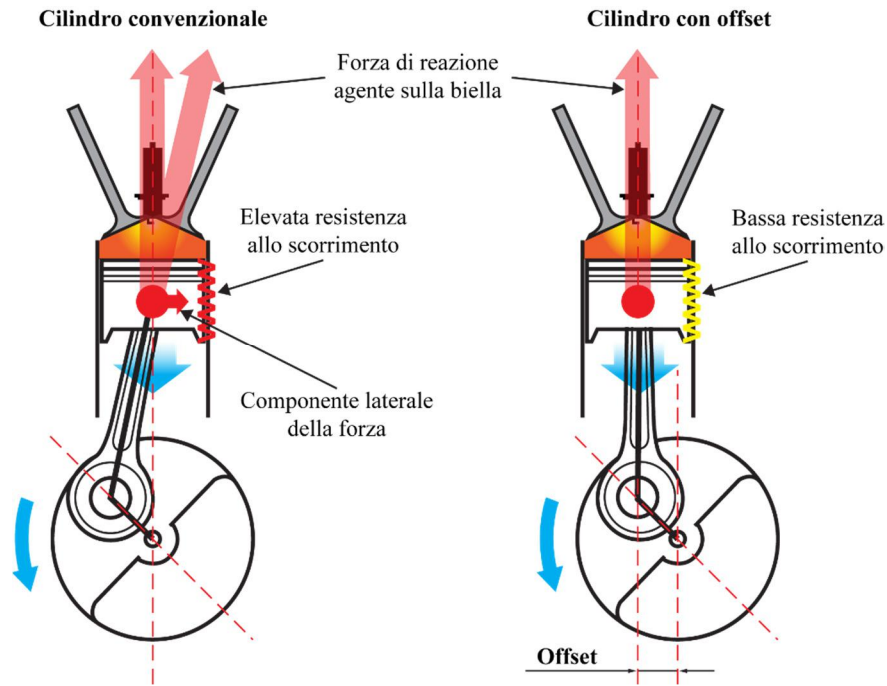


Figura 3.5 – Confronto funzionale tra motore convenzionale e motore con offset

In caso di presenza dell'*offset* la legge di spostamento (3.9) si modifica nel seguente modo:

$$\begin{cases} L \cdot \sin \beta + f = r_m \cdot \sin \theta \rightarrow \sin \beta = \frac{1}{L}(r_m \cdot \sin \theta - f) \rightarrow \cos \beta = \sqrt{1 - \frac{1}{L^2}(r_m \cdot \sin \theta - f)^2} \\ \sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1 \rightarrow \cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \end{cases}$$

$$\downarrow$$

$$x(\theta) = L + r_m - \left(\sqrt{L^2 - (r_m \cdot \sin \theta - f)^2} + r_m \cdot \cos \theta \right) \quad (3.10)$$

Trattandosi di un moto alternato, la velocità non risulta uniforme; considerando un generico istante temporale infinitesimale dt nel quale il pistone percorre la corsa infinitesima dx , la sua velocità è ovviamente data dalla derivata fatta rispetto al tempo dell'espressione dello spostamento del pistone (3.9), ovvero:

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{d}{d\theta} \left(L + r_m - \left(L \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \theta} + r_m \cdot \cos \theta \right) \right) \cdot \omega_{engine}$$

$$\downarrow$$

$$v = \left(-\frac{L}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \theta}} \cdot (-\lambda^2 \cdot \sin 2\theta) + r_m \cdot \sin \theta \right) \cdot \omega_{engine} = r \cdot \left(\frac{\lambda \cdot \sin 2\theta}{2\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \theta}} + \sin \theta \right) \cdot \omega_{engine}$$

↓

$$v = r \cdot f_m(\theta) \cdot \omega_{engine} \quad (3.11)$$

Nel caso di presenza di *offset* la formulazione (3.11) della velocità del pistone diviene:

$$v = \frac{d}{d\theta} \left(L + r_m - \left(\sqrt{L^2 - (r_m \cdot \sin \theta - f)^2} + r_m \cdot \cos \theta \right) \right) \cdot \omega_{engine}$$

↓

$$v = r \cdot \left(\sin \theta + \frac{(r \cdot \sin \theta - f) \cdot \cos \theta}{\sqrt{L^2 - (f - r \cdot \sin \theta)^2}} \right) \cdot \omega_{engine} \quad (3.12)$$

Infine, poiché la velocità di spostamento del pistone varia durante la sua corsa è possibile definire anche la rispettiva espressione dell'accelerazione; derivando nuovamente rispetto al tempo la (3.11), oppure la (3.12) in caso di presenza di *offset*, si ottiene:

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \cdot \frac{d}{dt} = \frac{d}{d\theta} \left(r \cdot f_m(\theta) \cdot \omega_{engine} \right) \cdot \omega_{engine} = r \cdot \left(\frac{df_m(\theta)}{d\theta} \cdot \omega_{engine}^2 + f_m(\theta) \cdot \alpha_{engine} \right) \quad (3.13)$$

3.2 – Parametri e grandezze caratteristiche

La coppia motrice può essere considerata come una delle grandezze caratteristiche principali di un motore a combustione interna. Essa può essere definita come la capacità del motore di produrre lavoro, da essa discende direttamente il concetto di potenza, la quale indica la quantità di lavoro compiuto dal motore in un'unità di tempo.

È possibile individuare tre categorie distinte di coppia (e pertanto anche di potenza):

1. coppia indicata C_{ind} ;
2. coppia assorbita dalle resistenze passive C_p ;
3. coppia effettiva all'albero C_{eff} .

Tali grandezze sono correlate tra di loro tramite il rendimento organico del motore.

Se si considera la coppia indicata, essa può essere ottenuta eguagliando il lavoro compiuto dal fluido operatore durante la fase di espansione sul pistone, con quello teoricamente compiuto dalla coppia indicata all'albero motore:

$$dL_{ind} = \underbrace{F}_{p \cdot A_p} \cdot dx = p \cdot \underbrace{A_p \cdot dx}_{dV} = p \cdot dV = C_{ind} \cdot d\theta \rightarrow C_{ind} = p \cdot A_{pist} \cdot \frac{dx}{d\theta} \quad (3.14)$$

La pressione p che compare nella (3.14) deve essere considerata al netto della pressione di carter, agente sul lato opposto dello stantuffo, quindi:

$$p = p_{cyl} - p_{carter} \quad (3.15)$$

La derivata dello spostamento del pistone fatta rispetto alla rotazione dell'albero motore è stata già calcolata nella (3.11), per cui risulta:

$$\begin{cases} C_{ind} = p(\theta) \cdot A_p \cdot \frac{dx}{d\theta} \\ \frac{dx}{d\theta} = r_m \cdot \underbrace{\left(\frac{\lambda \cdot \sin 2\theta}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \theta}} + \sin \theta \right)}_{f_m(\theta)} \end{cases} \rightarrow C_{ind}(\theta) = p(\theta) \cdot A_p \cdot r_m \cdot f_m(\theta) \quad (3.16)$$

La funzione di manovellismo $f_m(\theta)$ è come se modulasse il braccio su cui agisce la forza rispetto al suo valore massimo.

A parte i termini costanti rappresentati dalla sezione trasversale del cilindro e dal raggio di manovella, la coppia indicata risulta data dal prodotto di due funzioni.

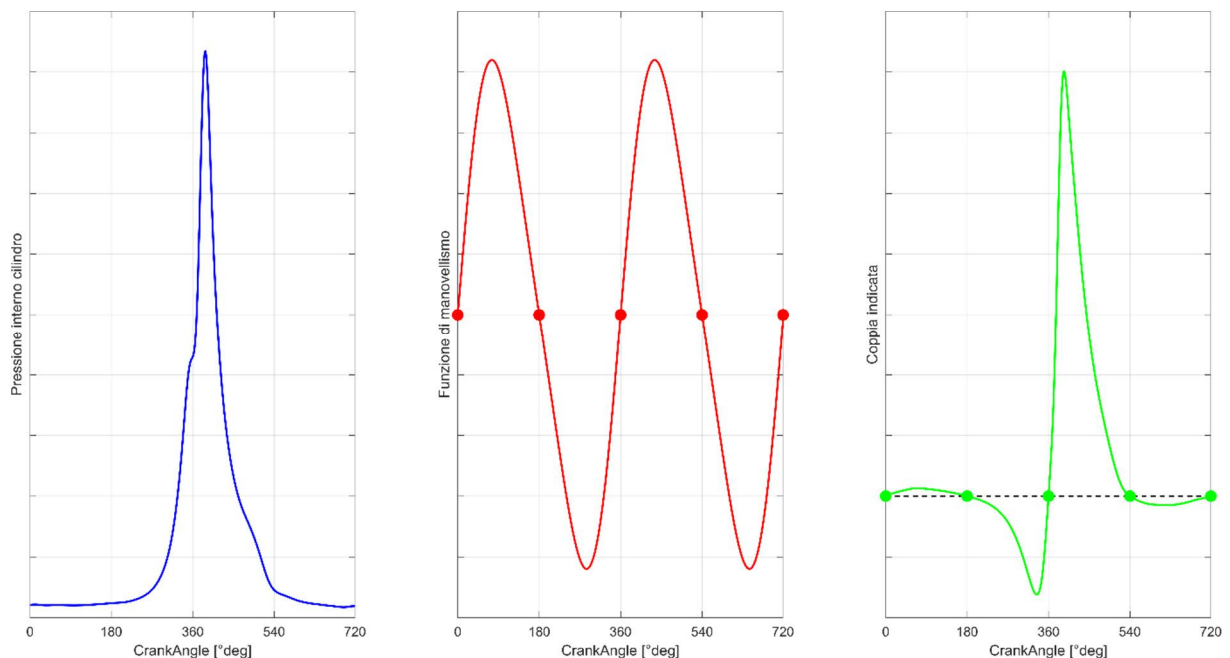


Figura 3.6 – Rappresentazione grafica della coppia indicata come prodotto della pressione interna al cilindro e la funzione di manovellismo.

Con riferimento alla coppia indicata rappresentata nella *Figura 3.6*, essa risulta nulla in corrispondenza dei punti morti (sia superiori che inferiori), è negativa durante la corsa di compressione e di scarico, mentre positiva durante quella di aspirazione e di espansione. Il valore positivo durante la fase di aspirazione è dovuto al fatto che la curva della traccia di pressione è riferita ad un motore turbo a pieno carico; normalmente in un motore ad aspirazione naturale anch'essa risulta negativa.

Tale traccia rappresenta l'andamento istantaneo della coppia motrice indicata, ed è relativa ad un solo cilindro; nel caso di motori policilindrici, noto l'ordine d'accensione del motore, è facile ottenere la coppia indicata complessiva (considerando equispaziate le combustioni per tutti i cilindri):

$$C_{ind\ total}(\theta) = A_p \cdot r_m \cdot \sum_{m=1}^{n_{cyl}} p_m(\theta) \cdot f_m(\theta) \quad (3.17)$$

Riferendosi al generico m-esimo cilindro, è possibile scrivere la rispettiva funzione di manovellismo come:

$$f_m(\theta_m) = \left(\frac{\lambda \cdot \sin(2\theta_m)}{2\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \theta_m}} + \sin \theta_m \right) \quad (3.18)$$

L'angolo θ_m non è altro che la posizione della manovella "sfasata" di una certa quantità $\Delta\theta$ dipendente dall'ordine di accensione del motore:

$$\begin{cases} \Delta\theta = \pi \cdot \frac{\tau}{n_{cyl}} & (\tau=4 \text{ motore a 4 tempi} - \tau=2 \text{ motore a 2 tempi}) \\ \theta_m = \theta + m \cdot \Delta\theta & m = 0, 1, \dots, n_{cyl} - 1 \end{cases} \quad (3.19)$$

Facendo riferimento a *Figura 3.7*, tanto più un motore risulta frazionato e minori saranno le oscillazioni di coppia e il rispettivo valore medio risulterà prossimo a quello massimo della coppia istantanea; aumentando il numero di cilindri le combustioni via via si avvicineranno, fino a sovrapporsi. Per contro, all'aumentare del numero di cilindri accresceranno, oltre alle difficoltà progettuali e costruttive, anche le perdite per attrito interne al motore.

Un indice utile per esprimere grado di irregolarità di un motore è definito come il rapporto tra il valore della massima coppia indicata istantanea e il rispettivo valore medio:

$$\delta_c = \frac{\max(C_{ind})}{C_{ind}} \quad (3.20)$$

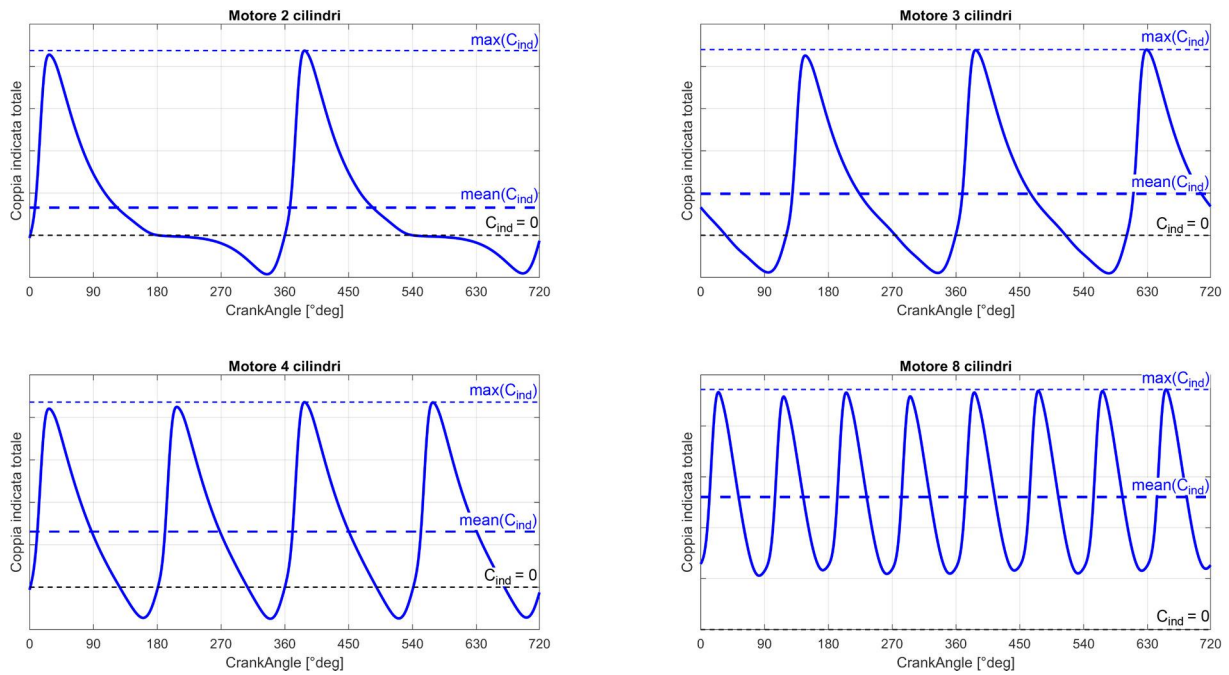


Figura 3.7 – Confronto della coppia indicata totale per diverse tipologie di motori policilindrici (rispettivamente con 2, 3, 4 e 8 cilindri)

La coppia indicata è, come si è visto, quella sviluppata dal fluido operatore all'interno del cilindro. Di maggiore interesse pratico risulta invece il suo valore effettivo, ovvero la coppia disponibile all'uscita dall'albero motore; tale grandezza può essere misurata sperimentalmente per mezzo di un freno dinamometrico.

Tale grandezza effettiva differisce dalla rispettiva quantità indicata della quota parte persa in attriti, lavoro di pompaggio e movimentazione dei sistemi ausiliari (come pompa dell'acqua\olio, ecc.).

Conoscendo quindi il valore di queste due grandezze è possibile esprimere il rendimento organico del motore come:

$$\eta_0 = \frac{C_{eff}}{C_{ind}} = \frac{P_{eff}}{P_{ind}} \quad (3.21)$$

Le perdite per attrito tendono ad amplificarsi con l'aumentare della velocità di rotazione del motore, esse comunque dipendono dalla natura e dall'estensione delle superfici delle parti a contatto tra di loro, dal tipo di lubrificante utilizzato e dai giochi esistenti (accoppiamento tribologico).

Facendo riferimento a *Figura 3.8* si può osservare come l'andamento del rendimento organico sia tendenzialmente decrescente con legge parabolica, in particolare esso diminuisce all'aumentare della velocità di rotazione del motore (poiché aumentano gli sforzi generati dalle

forze inerziali) e, a parità di regime di rotazione, al diminuire del carico motore fino ad annullarsi completamente nel caso di marcia a vuoto. In tali condizioni infatti, tutta la coppia fornita dal motore viene assorbita dalle resistenze passive.

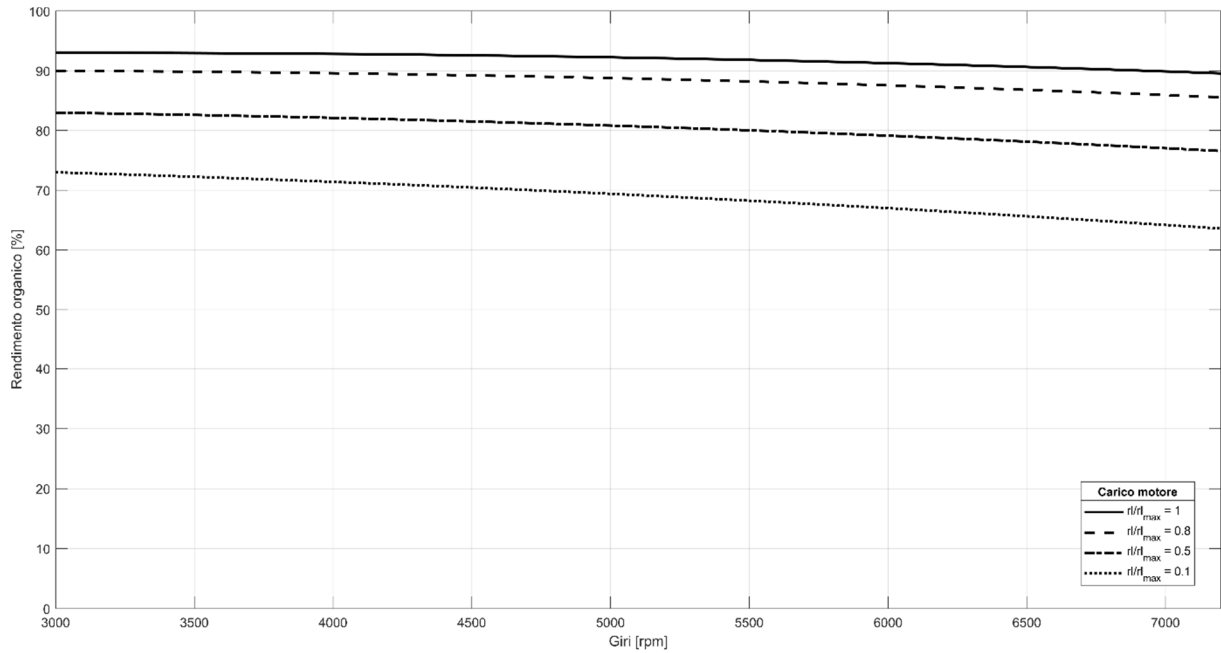


Figura 3.8 – Andamento qualitativo del rendimento organico in un motore a combustione interna in condizione di funzionamento di pieno carico.

Il rendimento totale del motore può essere invece espresso come rapporto tra la potenza effettivamente prodotta dal motore e quella termica messa a disposizione dal combustibile:

$$\eta_{tot} = \frac{P_{eff}}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV} = \frac{C_0 \cdot \omega_{engine}}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV} \quad (3.22)$$

Il termine \dot{m}_{fuel} rappresenta la portata massica di combustibile, mentre LHV è il rispettivo potere calorifico inferiore.

Altro parametro significativo per poter stabilire il grado di efficienza di un motore è il consumo specifico di combustibile **BSFC** riferito all'unità di lavoro effettivamente prodotto:

$$BSFC = \frac{\dot{m}_{fuel}}{P_{eff}} \quad (3.23)$$

Dalla (3.22) è possibile ricavare l'espressione della potenza effettiva in funzione del rendimento totale:

$$P_{eff} = \dot{m}_{fuel} \cdot LHV \cdot \eta_{tot} \quad (3.24)$$

Sostituendo quindi la (3.24) nella (3.23) si ottiene una semplice espressione del rendimento totale del motore, funzione di un parametro costante, tipico del combustibile utilizzato, e di una grandezza “facilmente” misurabile in sala prova:

$$BSFC = \frac{\cancel{m_{fuel}}}{\cancel{m_{fuel}} \cdot LHV \cdot \eta_{tot}} \rightarrow \eta_{tot} = \frac{1}{BSFC \cdot LHV} \quad (3.25)$$

La coppia e la potenza risultano però parametri “specifici” per un dato motore, non sono pertanto adatti per un eventuale confronto tra propulsori differenti. Per questo motivo è utile introdurre un indice di carico termico medio, definito al netto della cilindrata motore.

Tale grandezza prende il nome di pressione media effettiva **BMEP** (*Brake Mean Effective Pressure*) se ci si riferisce al lavoro effettivo compiuto dal motore, altrimenti viene definita pressione media indicata **IMEP** (*Indicated Mean Effective Pressure*) se invece ci si riferisce al lavoro indicato.

La pressione media effettiva di fatto è una pressione fittizia che, se agisse in maniera costante su tutta la corsa del pistone, produrrebbe lo stesso lavoro utile del ciclo. Essa pertanto viene definita come:

$$BMEP = \frac{L_0}{V} \quad (3.26)$$

Il lavoro L_0 può essere espresso come il prodotto della coppia media effettiva sul ciclo per lo spostamento compiuto, poiché in un motore 4 tempi sono necessarie due rotazioni complete dell’albero motore per completare il ciclo, esso è pari a 4π , pertanto:

$$L_0 = \overline{C_{eff}} \cdot 4\pi \quad (3.27)$$

In analogia la pressione media indicata può essere valutata facendo riferimento alle rispettive grandezze indicate:

$$IMEP = \frac{L_{ind}}{V} \quad L_{ind} = \overline{C_{ind}} \cdot 4\pi \quad (3.28)$$

La differenza tra queste due grandezze fornisce la quantità della pressione media effettiva persa dal motore a causa degli attriti interni, essa prende il nome di **FMEP** (*Friction Mean Effective Pressure*) ed è quindi definita come:

$$FMEP = IMEP - BMEP \quad (3.29)$$

Se si considera il legame che sussiste tra le grandezze indicate e quelle effettive, la *BMEP* può essere espressa a partire dalla *IMEP*, e viceversa, sfruttando la relazione che le lega al rendimento organico:

$$\eta_0 = \frac{BMEP}{IMEP} \rightarrow BMEP = \eta_0 \cdot IMEP \leftrightarrow IMEP = \frac{BMEP}{\eta_0} \quad (3.30)$$

Dalla (3.30) è possibile anche ottenere l'espressione del rendimento organico in funzione della *FMEP*:

$$\eta_0 - 1 = \frac{BMEP}{IMEP} - 1 = \frac{-(IMEP - BMEP)}{IMEP} = -\frac{FMEP}{IMEP} \rightarrow \eta_0 = 1 - \frac{FMEP}{IMEP} \quad (3.31)$$

A completamento della pressione media indicata, può risultare utile introdurre anche il concetto di pressione media indicata lorda (oppure “alta”) *IMEPh* e di pompaggio (oppure “bassa”) *IMEPl*. La prima si riferisce ad una pressione media indicata calcolata a partire dal segnale di pressione, trascurando però il contributo negativo derivante dal pompaggio, al quale invece si riferisce specificatamente la seconda.

La *IMEPh* può pertanto essere valutata considerando solamente l'area “positiva” del diagramma di indicatore (area rossa della *Figura 3.9*), ovvero come:

$$IMEPh = \frac{L_{ind}^+}{V} = \frac{\oint_{ciclo^+} p \cdot dV}{V} \quad (3.32)$$

La *IMEPl* può essere valutata in maniera analoga alla (3.32), ma facendo riferimento all'area “negativa” del diagramma di indicatore (area blu della *Figura 3.9*); oppure, più semplicemente può essere ottenuta come differenza tra la *IMEPh* e la *IMEP* netta:

$$IMEP = IMEPh - IMEPl \rightarrow IMEPl = IMEPh - IMEP \quad (3.33)$$

3.2 – Curve caratteristiche

Le curve che caratterizzano il comportamento tipico di un motore sono quelle che esprimono la coppia motrice e la potenza effettiva in funzione del regime di rotazione.

Le condizioni operative del motore non sono però definibili sulla base di un solo parametro operativo; ad un dato regime di rotazione, infatti, un motore può sviluppare una potenza variabile a seconda del carico motore applicato.

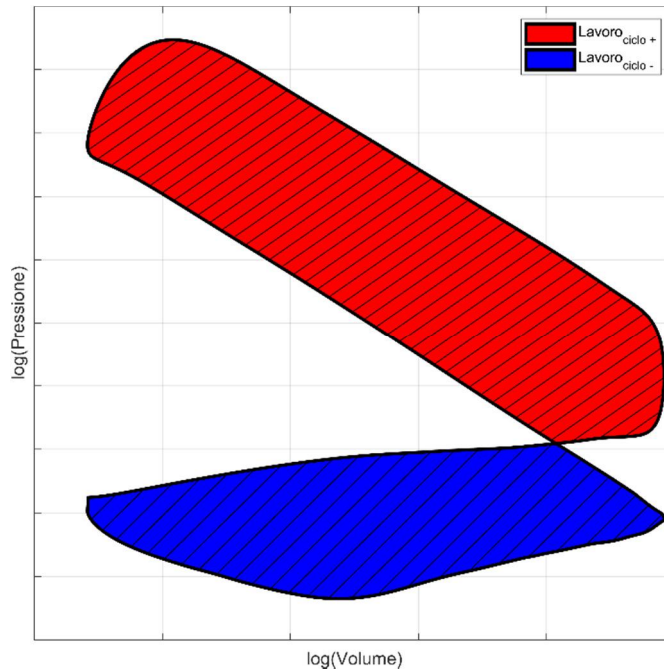


Figura 3.9 – Esempio di diagramma indicatore in scala doppio logaritmica.

In condizioni di funzionamento stazionario, i parametri che definiscono il modo di operare di un motore sono due:

- il regime di rotazione dell'albero motore;
- il carico imposto dall'utilizzatore.

Generalmente le curve caratteristiche vengono riferite alle condizioni di massimo carico, in questo modo esse forniscano le reali prestazioni limite che un motore è in grado di erogare.

L'andamento tipico di tali curve è rappresentato in *Figura 3.10*, la loro tendenza è giustificabile partendo dalla (3.24); l'espressione della portata di combustibile \dot{m}_{fuel} può essere sostituita con quella derivante dalla definizione del rapporto tra la massa d'aria e quella di combustibile:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{fuel}} \rightarrow \dot{m}_{fuel} = \frac{\dot{m}_{air}}{AFR} \quad (3.34)$$

La portata d'aria \dot{m}_{air} può essere definita a sua volta in funzione del rendimento volumetrico di riempimento del cilindro; quest'ultimo è esprimibile come il rapporto tra la massa d'aria effettivamente introdotta nel cilindro per ogni ciclo e la massa teorica che potrebbe integralmente riempire la cilindrata del motore in condizioni di riferimento, ovvero:

$$\eta_{vol} = \frac{m_{air}}{m_{rif}} = \frac{\dot{m}_{air} \cdot \frac{\tau}{n_{giri}}}{V \cdot \rho_{air}} \rightarrow \dot{m}_{air} = \eta_{vol} \cdot V \cdot \rho_{air} \cdot \frac{n_{giri}}{\tau} \quad (3.35)$$

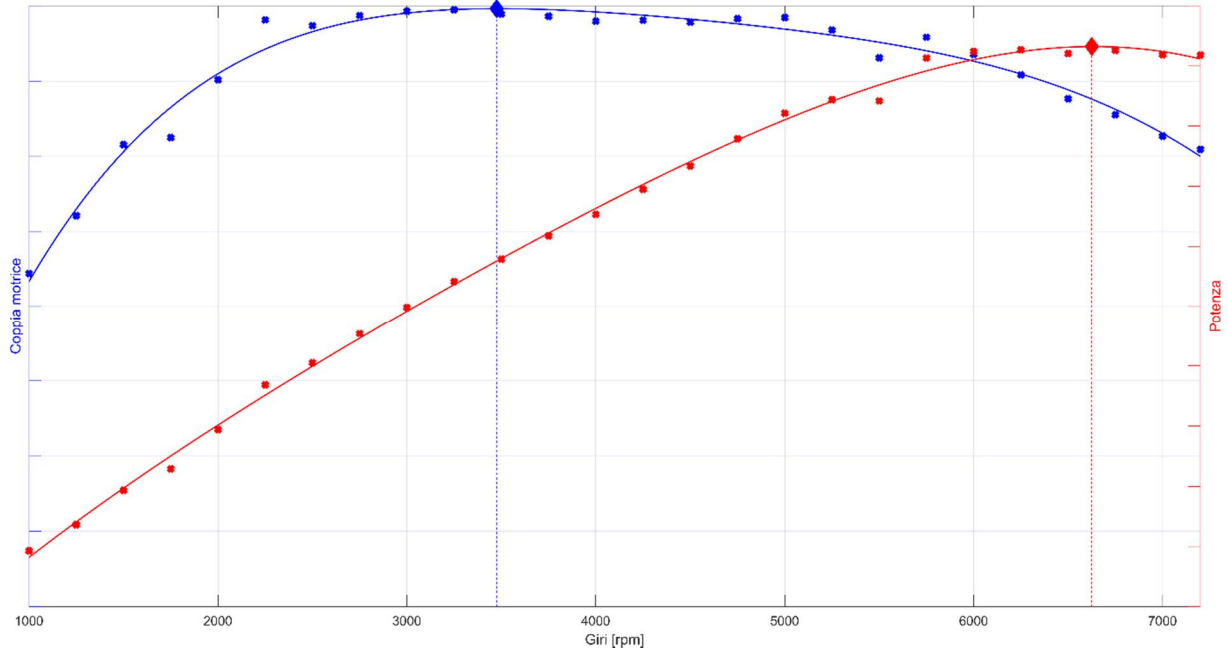


Figura 3.10 – Curve caratteristiche di coppia e di potenza sviluppate da un motore ad accensione comandata turbocompresso, in condizioni di massimo carico.

Sostituendo quindi la (3.34) e la (3.35) nella (3.24):

$$\begin{cases} P_{eff} = \dot{m}_{fuel} \cdot LHV \cdot \eta_{tot} \\ \dot{m}_{air} = \eta_{vol} \cdot V \cdot \rho_{air} \cdot \frac{n_{giri}}{\tau} \rightarrow P_{eff} = \eta_{tot} \cdot \frac{LHV}{AFR} \cdot \eta_{vol} \cdot V \cdot \rho_{air} \cdot \frac{n_{giri}}{\tau} \\ \dot{m}_{fuel} = \dot{m}_{air} / AFR \end{cases} \quad (3.36)$$

Espressione analoga può essere ottenuta per la coppia, basta infatti dividere la (3.36) per la velocità di rotazione del motore (espressa in giri/minuto):

$$P_{eff} = C_{eff} \cdot \omega_{engine} = C_{eff} \cdot \frac{2\pi \cdot n_{giri}}{60} \rightarrow C_{eff} = P_{eff} \cdot \frac{60}{2\pi \cdot n_{giri}} \quad (3.37)$$

Sostituendo quindi la (3.36) nella (3.37) si ottiene:

$$C_{eff} = \eta_{vol} \cdot V \cdot \rho_{air} \cdot \frac{\cancel{n_{giri}}}{\tau} \cdot \frac{LHV}{AFR} \cdot \eta_{tot} \cdot \frac{60}{2\pi \cdot \cancel{n_{giri}}} = \frac{30}{2\pi} \cdot \eta_{tot} \cdot \frac{LHV}{AFR} \cdot \eta_{vol} \cdot V \cdot \rho_{air} \quad (3.38)$$

I parametri che maggiormente influenzano la (3.36) e la (3.38) sono il rendimento totale η_{tot} e quello volumetrico η_{vol} . Il primo diminuisce al crescere dei giri motore, principalmente perché aumentano le perdite energetiche per attrito negli accoppiamenti cinematici del motore.

Il riempimento volumetrico è generalmente basso nei motori ad aspirazione naturale non dotati di un sistema variabile di fasatura delle valvole di aspirazione e/o di scarico, in particolare

questo accade ai regimi più bassi a causa del riflusso nel collettore d'aspirazione di parte della carica già entrata nel cilindro, aumenta all'aumentare del regime di rotazione fino a giungere ad una condizione ottimale ("intonazione" dei condotti del motore), per poi nuovamente calare ai regimi più elevati a causa delle maggiori perdite fluidodinamiche.

Da questo comportamento ne deriva che la coppia motrice (curva blu di *Figura 3.10*) inizialmente cresce all'aumentare del regime di rotazione perché migliora il rendimento volumetrico, presenta quindi un massimo in corrispondenza del regime di rotazione ottimale ai fini del riempimento del cilindro, mentre successivamente diminuisce al crescere del numero di giri perché cala sia il rendimento totale che quello volumetrico.

Osservando invece l'andamento della potenza (curva rossa di *Figura 3.10*), si nota come essa cresca rapidamente nel primo tratto poiché aumentano contemporaneamente sia la coppia motrice che il numero di giri.

Superato il regime di massima coppia, la potenza aumenta sempre meno rapidamente in quanto la coppia motrice mano a mano diminuisce, fino a raggiungere il valore massimo oltre il quale la diminuzione di coppia è così marcata da non poter più essere bilanciata dall'aumento del regime di rotazione.

Infine si può osservare come tali curve caratteristiche siano comprese in un range limitato superiormente ed inferiormente di giri. Al di sotto del limite inferiore l'alimentazione del motore diventa irregolare, la coppia erogata instabile e la lubrificazione idrodinamica degli accoppiamenti cinematici risulta inefficace; il limite superiore di utilizzo del motore risulta normalmente in corrispondenza di quello di massima potenza o di poco superiore ad esso.

Non si ottiene infatti nessun guadagno, dal punto di vista energetico, nel superare tale valore poiché la potenza sviluppabile in queste condizioni può essere ottenuta anche a regimi di rotazione più bassi, con sollecitazioni meccaniche degli organi e consumi specifici di combustibile minori.

4 – La combustione nei motori ad accensione comandata

Il processo di combustione controlla la conversione dell'energia chimica contenuta all'interno del combustibile in calore, costituendo quindi la fase principale del ciclo termodinamico del motore. Essa influenza in maniera particolarmente significativa le prestazioni raggiungibili, sia in termini di coppia/potenza massima che di consumo di combustibile, sia per quanto riguarda la produzione di agenti inquinanti da parte del motore.

Durante il processo di combustione è possibile distinguere due fasi principali: una di "preparazione" ed un'altra di combustione vera e propria. Durante la prima fase, la fonte di energia necessaria per avviare localmente i processi di rilascio del calore, è rappresentata dalla scintilla scoccata tra i due elettrodi di una candela.

Localmente quindi si instaurano le condizioni, in termini di temperatura e pressione, di autoaccensione della miscela; questi prodotti "primordiali" a loro volta creano le condizioni per l'inizio e il progredire della combustione stessa.

Tradizionalmente nei motori ad accensione comandata, al momento dello scoccare della scintilla, il combustibile risulta completamente vaporizzato, quindi intimamente miscelato con l'aria richiesta per la combustione, già durante la fase di aspirazione; tale aspetto può risultare meno "veritiero" nei motori ad iniezione diretta oppure in quelli funzionanti a carica stratificata.

Nei primi, l'omogeneità della carica dipende principalmente dall'istante d'iniezione del combustibile durante la corsa di discesa del pistone e dalla rispettiva pressione di iniezione in seno alle condizioni operative di funzionamento, nel secondo caso invece la corretta omogeneità della carica è dettata dal principio di funzionamento stesso.

Il processo di combustione dunque, partendo da un nucleo di fiamma formatosi nei pressi della candela, si propaga gradualmente a tutta la carica per mezzo di un fronte di fiamma, caratterizzato da una superficie (più o meno irregolare) che separa i prodotti della combustione, dalla parte di miscela ancora fresca; un processo che si sviluppa in questa maniera è definito normale. Non si hanno quindi ulteriori inneschi dovuti da altri fenomeni, pertanto la combustione si sviluppa in modo graduale, presentando un rilascio progressivo e regolare dell'energia da parte della miscela che brucia.

4.1 – Velocità di combustione

L'inizio, lo sviluppo e il completamento del processo di combustione, dipendono dalle caratteristiche e dalla velocità delle reazioni chimiche, dai fenomeni di trasporto di massa e di energia che si verificano nella zona di reazione e dallo scambio di calore con l'ambiente circostante.

La velocità di combustione rappresenta la rapidità con la quale avvengono le reazioni di ossidazione del combustibile; essa può essere caratterizzata secondo diversi criteri:

- dalla velocità con la quale si consumano i reagenti iniziali (combustibile ed ossigeno);
- dalla velocità con cui si formano i prodotti di ossidazione;
- dalla rapidità con cui viene liberata l'energia da parte delle reazioni chimiche.

Poiché le reazioni di ossidazione hanno luogo in fase gassosa, la velocità di combustione risulta massima quando il combustibile è vaporizzato e le sue molecole sono uniformemente distribuite tra quelle del comburente (combustione in fase premiscelata).

Nel caso di miscele gassose non uniformi, la velocità di combustione ad alta temperatura è principalmente determinata dalla rapidità di diffusione del combustibile nell'aria. In maniera analoga anche quando risulta presente una fase liquida, la rapidità del processo di combustione è limitata dalla velocità di evaporazione del combustibile liquido e di miscelazione di tali vapori con l'aria circostante (combustione diffusiva).

La propagazione del fronte di fiamma avviene mediante un meccanismo di spostamento "a catena" delle diverse reazioni chimiche intermedie; la velocità di queste reazioni dipende nella maggioranza dei casi dalla concentrazione dei reagenti e dalla loro temperatura.

La dipendenza dalla temperatura può essere facilmente espressa mediante il fattore esponenziale di Arrhenius, il quale esprime la variazione di concentrazione relativa di un qualsiasi reagente di partenza (o dei prodotti di combustione), al progredire della combustione:

$$\omega_r = \frac{dc}{dt} = C \cdot p^n \cdot e^{-\frac{E_a}{R \cdot T}} \quad (4.1)$$

I coefficienti C , n ed E_a sono costanti tipiche di ogni reazione, il termine p indica la pressione, T la temperatura, mentre R rappresenta la costante universale dei gas. Il fattore esponenziale che compare nella (4.1) esprime la frazione di molecole che, a causa dell'agitazione termica dovuta all'incremento di temperatura, presentano un'energia superiore a quella di attivazione

E_a , la quale risulta necessaria per superare la barriera energetica di rottura dei legami intermolecolari esistenti al fine di sostituirli con dei nuovi.

Dalla (4.1) si può osservare come, a parità di condizioni di funzionamento, l'influenza della temperatura sulla velocità di reazione è molto significativa; anche variazioni di qualche decina di gradi Kelvin possono comportare grandi variazioni in termini di velocità di reazione.

4.2 – Propagazione del fronte di fiamma

L'avanzamento del fronte di fiamma, in base alle condizioni presenti in camera di combustione, può avvenire secondo due modalità: moto laminare oppure moto turbolento.

Nel caso di flusso laminare (prima Figura 4.1), la superficie di separazione risulta netta e l'estensione del fronte di fiamma ridotto; tale fronte avanza in maniera uniforme con una componente della velocità circa uguale in ogni suo punto e pari ad un certo valor medio.

Nel caso di flusso turbolento (seconda Figura 4.1) invece, la superficie di separazione risulta molto frastagliata e quindi l'area con la quale la miscela fresca è a contatto risulta molto maggiore. È vero quindi che, nel caso di moto turbolento, la stessa superficie del fronte di fiamma risulta contenuta in un volume minore o meglio, a parità di volume (se il moto risulta turbolento) è possibile avere una estensione molto maggiore del fronte di fiamma.

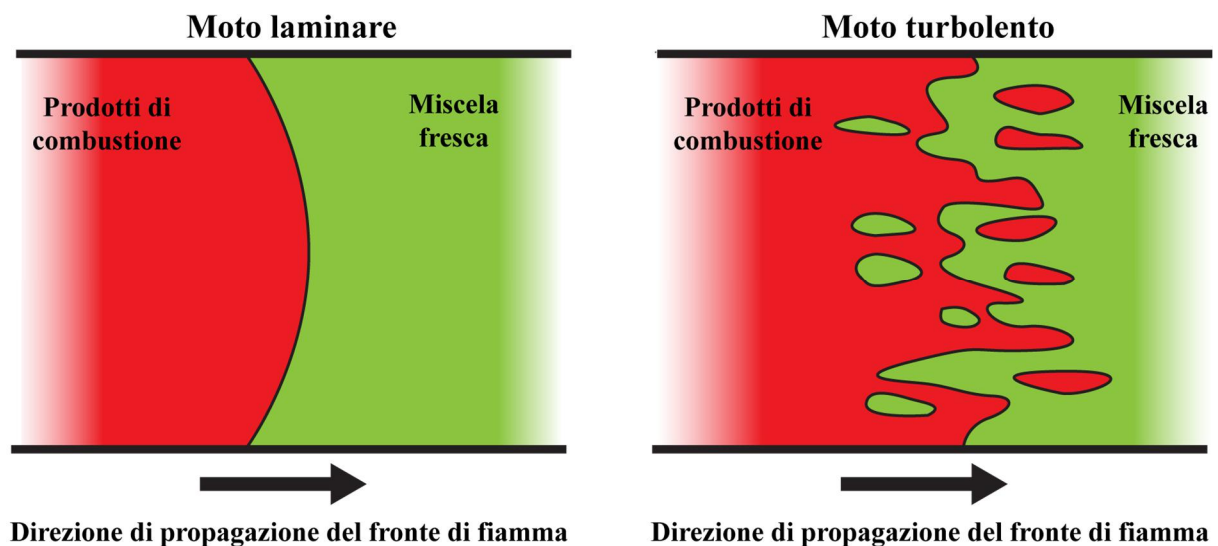


Figura 4.1 – Confronto tra fronte di fiamma nel caso di moto laminare (a sinistra) e turbolento (a destra).

Nel caso di moto turbolento della carica, può risultare difficile esprimerne il relativo spessore, infatti, se questo risulta molto "frastagliato", è possibile che siano presente alcune sacche di gas combusti nella zona di miscela fresca e viceversa.

Tale spessore δ_t può essere quindi valutato come il rapporto tra la differenza di temperatura dei prodotti di combustione e della miscela fresca e il rispettivo massimo gradiente di temperatura:

$$\delta_t = \frac{T_{gases}^{burnt} - T_{gases}^{fresh}}{(\partial T / \partial x)_{max}} \quad (4.2)$$

La turbolenza u' controlla quindi l'estensione del fronte S_F , per questo motivo, se si considera un certo intervallo di tempo Δt , essa influenza anche l'energia ceduta dal fronte di fiamma E , la quale a sua volta condiziona la massa di miscela che è possibile ossidare m_{ox} ; poiché la turbolenza deriva in massima parte dal moto dell'aria in ingresso al cilindro, essa può essere supposta dipendente dal regime di rotazione n_{engine} del motore, pertanto:

$$m_{ox} \propto E \propto S_F \propto u' \propto n_{engine} \rightarrow \frac{dm_{ox}}{dt} \propto n_{engine} \quad (4.3)$$

La (4.3) mostra come la velocità con la quale avviene l'ossidazione di una certa quantità di miscela presenti un andamento proporzionale alla velocità del motore stesso.

Il concetto di turbolenza in questo ambito denota uno scostamento della velocità di un fluido rispetto ad una certa componente media; indicando con u il campo di velocità di un fluido, esso può essere espresso come la somma di un termine medio e di uno "fluttuante", dipendente dal tempo:

$$\bar{u}(x, y, z) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \int_{t_0}^{t_0+T} u(t) dt \rightarrow u(x, y, z, t) = \underbrace{\bar{u}(x, y, z)}_{\text{componente media}} \pm \underbrace{\bar{u}'(x, y, z, t)}_{\text{componente fluttuante}} \quad (4.4)$$

La turbolenza si genera a causa della presenza di gradienti di velocità che si trovano nel campo di moto del fluido operatore, essa può essere anche intesa come una sorta di riequilibrio della componente cinetica dell'energia rispetto ad un certo valor medio. È proprio tale componente di velocità istantanea locale a provocare la deformazione del fronte di fiamma.

Nonostante i ragionamenti fatti sulla dipendenza tra l'estensione del fronte di fiamma e la turbolenza presente in camera di combustione, è anche vero che localmente la velocità di reazione è dettata dalle condizioni locali della miscela, ovvero dalla sua natura, dalla temperatura, dalla pressione, dalla qualità della carica e dal rapporto di diluizione con i gas combusti (EGR).

La velocità con la quale localmente il fronte di fiamma si muove rispetto alla miscela fresca in direzione perpendicolare ad essa, è definita velocità di combustione laminare ω_L ; in pratica essa

caratterizza l'attitudine di una data miscela a bruciare più meno rapidamente, è indice quindi della rapidità con cui avvengono i fenomeni di trasporto di massa e di energia nella zona del fronte di fiamma, i quali assicurano il riscaldamento iniziale della miscela e la concentrazione di particelle sufficientemente attive per lo sviluppo delle reazioni di ossidazione.

La dipendenza di tale parametro dalle condizioni locali della carica è esprimibile mediante una relazione del tipo:

$$\omega_L(T, p, \lambda, EGR_{\%}) = \omega_{L0}(\lambda) \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\alpha} \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\beta} \cdot f(Y_{EGR}) \quad (4.5)$$

Il termine $\omega_{L0}(\lambda)$ è la velocità di fiamma laminare espressa nelle condizioni di riferimento p_0 e T_0 , p e T sono rispettivamente la pressione e la temperatura della miscela non ancora bruciata, α e β sono due coefficienti di natura sperimentale che dipendono dalla natura del combustibile utilizzato e dalla qualità della miscela, infine $f(Y_{EGR})$ rappresenta una funzione dipendente dalla frazione di EGR contenuto in camera.

La (4.5) presenta un andamento fortemente crescente con temperatura della miscela fresca ($\alpha > 0$), infatti all'aumentare di questa vengono accelerate le reazioni chimiche di ossidazione, mentre tende a diminuire leggermente all'aumentare della pressione ($\beta < 0$), poiché tendono a ridursi i processi di trasporto di massa e di energia all'interno del fronte di reazione; essa diminuisce anche all'aumentare dell'EGR contenuto in camera di combustione perché funge da "barriera" all'avanzamento del fronte di fiamma.

I valori di riferimento presenti nella (4.5) sono quelli di pressione atmosferica e temperatura pari a 300 K. In tali condizioni la velocità laminare di fiamma dipende unicamente dalla natura del combustibile e dalla qualità della miscela.

Osservando la *Figura 4.2* si può notare come l'andamento della velocità di fiamma laminare, a parità di combustibile utilizzato, sia fortemente dipendente dalla qualità della miscela ed inoltre il valore massimo al quale si ottiene la massima velocità di reazione chimica, viene generalmente raggiunto per valori leggermente grassi del titolo della miscela.

Smagrendo oppure arricchendo, in maniera eccessiva la miscela, si nota come la velocità di combustione diminuisca fino a giungere ad un certo limite ($\sim 0.1 \div 0.2$ m/s), al di sotto del quale la fiamma non trova più le condizioni di propagazione poiché le perdite di calore diventano preponderanti rispetto alla diminuzione di velocità e quindi si spegne.

Il limite di ricchezza al di sotto del quale il fronte di fiamma laminare non riesce a propagarsi è definito limite inferiore di infiammabilità, mentre il limite magro è detto limite superiore di infiammabilità.

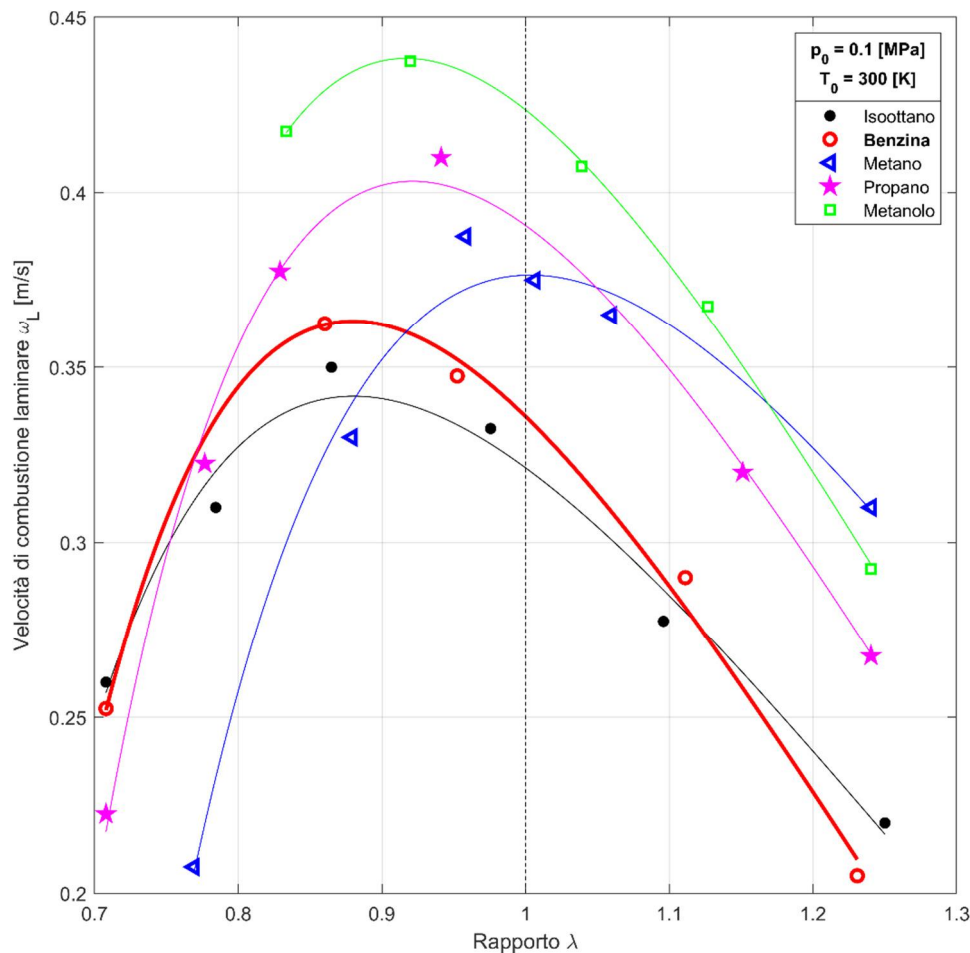


Figura 4.2 – Valori della velocità di combustione laminare per combustibili di diversa natura, al variare della qualità della miscela aria-combustibile.

4.3 – Calore rilasciato dalla combustione

La valutazione del calore rilasciato durante il processo di combustione è un problema termodinamico che può essere risolto, in maniera semplificata, una volta nota l'evoluzione della pressione all'interno del cilindro.

Il modello più semplice che è possibile considerare (modello zero-dimensionale) definisce lo stato dei gas contenuti dentro al cilindro in termini di proprietà medie, senza modellare con esattezza il processo di combustione, ma sostituendolo con una generica sorgente di calore, e considerando i gas contenuti nel cilindro come omogenei e non soggetti a variazioni di composizione, senza distinguere, quindi, tra gas combustibili ed incombustibili. Inoltre si suppone che le proprietà dei gas non varino nel tempo e con la temperatura.

Considerando il sistema gassoso omogeneo contenuto nella camera di combustione (Figura 4.3) ed applicandovi il primo principio della termodinamica, è possibile esprimere il flusso infinitesimo di energia dQ_{comb} rilasciato dalle reazioni chimiche di combustione, unito ad un eventuale apporto energetico dovuto al passaggio di massa attraverso la superficie di controllo, come la somma di tre contributi:

$$dQ_{comb} + \sum_i h_i \cdot dm_i = dU + dL + dQ_{wall} \quad (4.6)$$

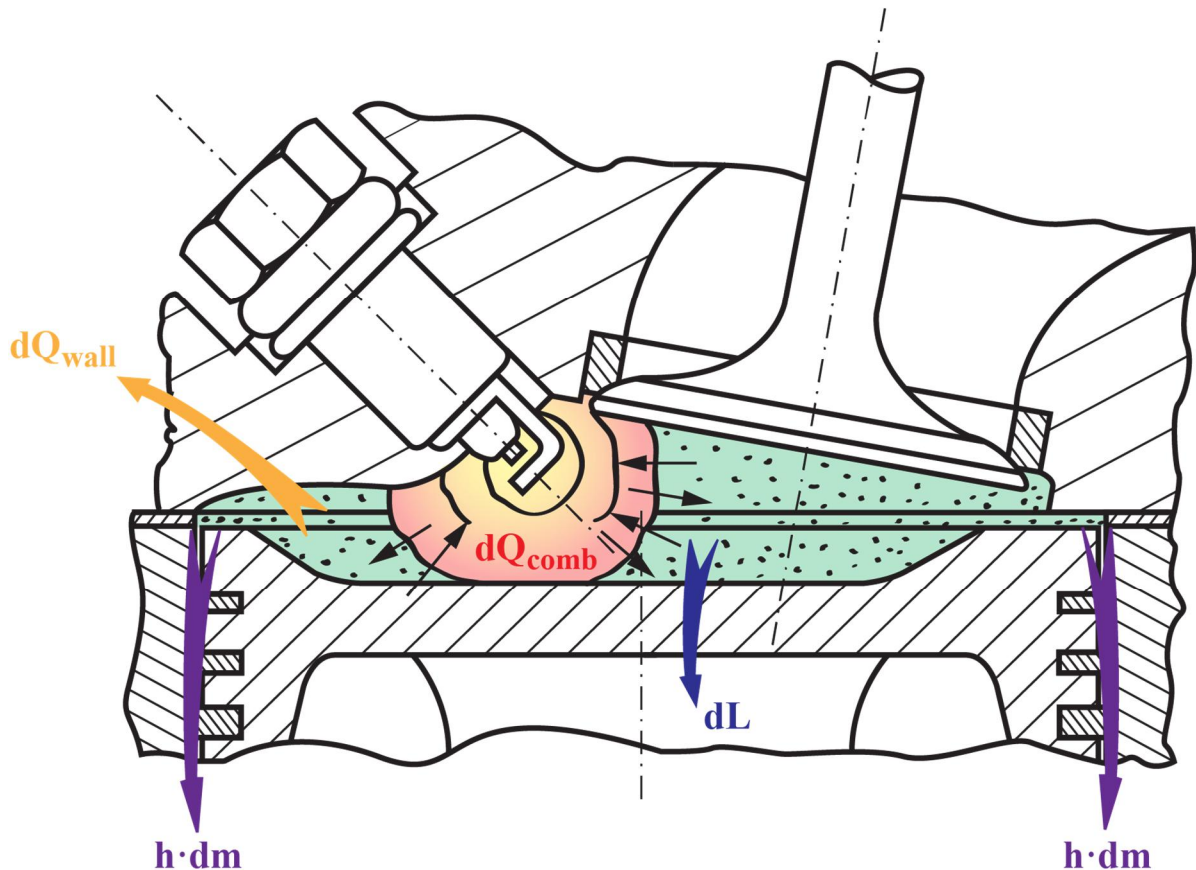


Figura 4.3 – Flussi energetici nella camera di combustione di un motore ad accensione comandata.

Il termine dU indica la variazione di energia interna del sistema, dQ_{wall} esprime il calore scambiato con le pareti refrigerate, mentre dL rappresenta il lavoro compiuto dal gas sul pistone. Se si considera il sistema a valvole chiuse e, poiché il contributo dovuto all'iniezione è nullo nei motori a carica premiscelata e trascurabile nei motori ad iniezione diretta (a causa del basso valore dell'entalpia e della massa iniettata nei confronti di quella del gas), il secondo termine a sinistra della (4.6) si riduce all'entalpia persa dal gas attraverso le fasce elastiche, fenomeno anche noto come *blow-by*; riordinando quindi i suoi termini, la (4.6) può essere riscritta come:

$$dQ_{comb} = dU + dL + dQ_{wall} + h \cdot dm \quad (4.7)$$

Ipotizzando di poter esprimere il bilancio in termini di variazione nel tempo (ovvero in forma di potenze):

$$\frac{dQ_{comb}}{dt} = \frac{dU}{dt} + \frac{dL}{dt} + \frac{dQ_{wall}}{dt} + h \cdot \frac{dm}{dt} \quad (4.8)$$

Assimilando quindi il fluido operatore ad un gas perfetto di temperatura media pari a T , è possibile porre:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{d}{dt}(m \cdot u(T)) = m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} - c_v \cdot T \cdot \frac{dm}{dt} = m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} - u(T) \cdot \frac{dm}{dt} \quad (4.9)$$

Il lavoro meccanico è valutabile invece mediante la variazione di volume dovuta all'espansione, come:

$$\frac{dL}{dt} = p \cdot \frac{dV}{dt} \quad (4.10)$$

Sostituendo quindi la (4.9) e la (4.10) nella (4.8) è possibile esprimere la potenza termica liberata dalla combustione come:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_{comb}}{dt} &= m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} + u \cdot \frac{dm}{dt} + p \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{wall}}{dt} + h \cdot \frac{dm}{dt} \\ &\quad \downarrow \\ \frac{dQ_{comb}}{dt} &= m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} + p \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{wall}}{dt} + (h - u) \cdot \frac{dm}{dt} \end{aligned} \quad (4.11)$$

I primi due termini della (4.11) rappresentano il calore “utile” che viene effettivamente sfruttato per produrre lavoro meccanico, solitamente tale somma prende il nome di velocità di rilascio del calore, o *Rate Of Heat Release*; i restanti due termini rappresentano invece il calore “perso” a causa di scambio termico a parete, e le perdite causate dal *blow-by* e/o per elevata entalpia nei gas di scarico ancora caldi. L'espressione del *ROHR* risulta quindi essere:

$$ROHR = \frac{dQ_n}{dt} = m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} + p \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{dQ_{comb}}{dt} - \left(\frac{dQ_{wall}}{dt} + (h - u) \cdot \frac{dm}{dt} \right) \quad (4.12)$$

Avendo considerato il fluido operatore come un gas perfetto, allora è valida la relazione di stato (1.36), moltiplicando ambo i membri per la massa m di miscela intrappolata è possibile esprimere il legame tra la temperatura T , la pressione p e il volume V :

$$p \cdot \underbrace{v \cdot m}_V = m \cdot R \cdot T \rightarrow T = \frac{p \cdot V}{m \cdot R} \quad (4.13)$$

Considerando costante la massa m della miscela (nonostante il *blow-by*), differenziando la (4.13) si ottiene:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{V}{m \cdot R} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{p}{m \cdot R} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (4.14)$$

Sostituendo quindi la (4.14) a primo membro della (4.12), è possibile scrivere:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \lambda_m \cdot c_v \cdot \left(\frac{V}{\lambda_m \cdot R} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{p}{\lambda_m \cdot R} \cdot \frac{dV}{dt} \right) + p \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{c_v}{R} \cdot V \cdot \frac{dp}{dt} + \left(\frac{c_v}{R} + 1 \right) \cdot p \cdot \frac{dV}{dt} \quad (4.15)$$

Ricordando la relazione Mayer (1.44) e il legame tra i calori specifici a pressione e volume costanti (1.41), la (4.15) può essere riscritta come:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_n}{dt} &= \frac{c_v}{c_p - c_v} \cdot V \cdot \frac{dp}{dt} + \left(\frac{c_v}{c_p - c_v} + 1 \right) \cdot p \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{c_p/c_v - 1} \cdot V \cdot \frac{dp}{dt} + \left(\frac{1}{c_p/c_v - 1} + 1 \right) \cdot p \cdot \frac{dV}{dt} \\ &\quad \downarrow \\ \frac{dQ_n}{dt} &= \frac{1}{k-1} \cdot V \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{k}{k-1} \cdot p \cdot \frac{dV}{dt} \end{aligned} \quad (4.16)$$

La (4.16) può essere espressa nella sua forma più canonica in base angolare, ricordando come il passaggio dal dominio temporale a quello angolare sia dettato dalla seguente relazione:

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{engine}}{60} \rightarrow \frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{1}{k-1} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\theta} + \frac{k}{k-1} \cdot p \cdot \frac{dV}{d\theta} \quad (4.17)$$

La (4.17) mostra come la legge di rilascio del calore nel sistema, attraverso il processo di ossidazione del combustibile, dipenda dalla funzione di variazione del volume (la quale è una funzione geometrica nota), dall'evoluzione del gradiente di pressione e dalla natura del fluido operatore impiegato.

4.3.1 – Determinazione del coefficiente di politropica di espansione

Nel caso di applicazione della (4.17) ad un fluido reale, naturalmente decade l'ipotesi di gas ideale, i calori specifici non risultano più costanti e/o eventuali condizioni di funzionamento particolari (come miscela grassa per operare al limite della detonazione) non consentono di assimilare il fluido operatore all'aria.

Come esposto nel *paragrafo 1.6.5*, è possibile esprimere parte della curva di compressione e di espansione tramite una legge politropica come la (1.63);

Applicando tale legge tra due generici punti della curva di espansione è possibile ottenere il rispettivo coefficiente politropico:

$$p_1 \cdot V_1^n = \text{cost.} \qquad p_2 \cdot V_2^n = \text{cost.} \qquad (4.18)$$

Eguagliando pertanto le due espressioni della (4.18):

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^n \rightarrow \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = n \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \rightarrow n = \frac{\ln(p_1/p_2)}{\ln(V_2/V_1)}$$

$$\downarrow$$

$$n = \frac{\ln(p_1) - \ln(p_2)}{\ln(V_2) - \ln(V_1)} \qquad (4.19)$$

Gli angoli θ_1 e θ_2 ai quali valutare i rispettivi termini di pressione e temperatura possono essere scelti in maniera arbitraria; è comunque conveniente adottare dei valori non eccessivamente ravvicinati tra di loro e sufficientemente “lontani” dalla fase principale di rilascio del calore e da quella di apertura delle valvole di scarico. Se si considera una rappresentazione in scala doppio logaritmica di un diagramma pressione-volume (seconda *Figura 4.4*), la zona ottimale del calcolo dell'esponente n è quella cui l'andamento della pressione durante la fase di espansione risulta costante al variare del volume; valori tipici per il rispettivo calcolo possono essere $\theta_1=430$ °CA e $\theta_2=470$ °CA.

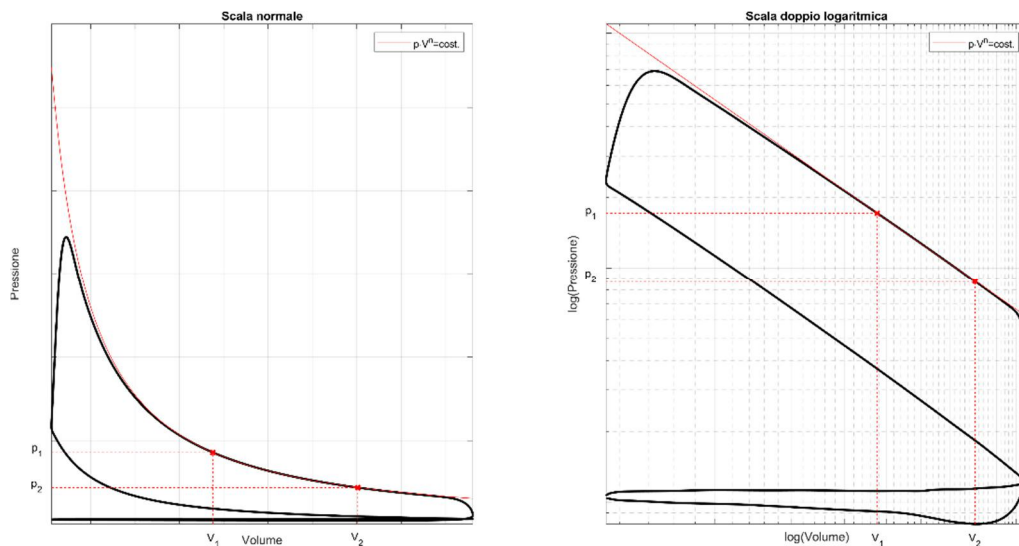


Figura 4.4 – Rappresentazione grafica del metodo di determinazione del coefficiente della politropica di espansione, in scala normale (a sinistra) e in scala doppio logaritmica (a destra).

Solitamente, poiché possono essere presenti dei disturbi di varia natura nel segnale di pressione considerato, il calcolo dell'esponente della politropica non viene effettuato con due sole coppie di valori di pressione e volume, ma conviene valutarlo per diverse coppie di valori degli angoli θ_1 e θ_2 , quindi mediane i risultati ottenuti (*Figura 4.5*).

θ_1	θ_2	p_1	p_2	V_1	V_2	n
[°CA]		[bar]		[m ³]		
420	430	21,8	17,1	0,000196	0,000238	1,25
425	435	19,2	15,4	0,000217	0,000259	1,25
430	440	17,1	13,9	0,000238	0,000281	1,26
435	445	15,4	12,6	0,000259	0,000302	1,28
440	450	13,9	11,6	0,000281	0,000323	1,29

$n_{medio} : 1,27$

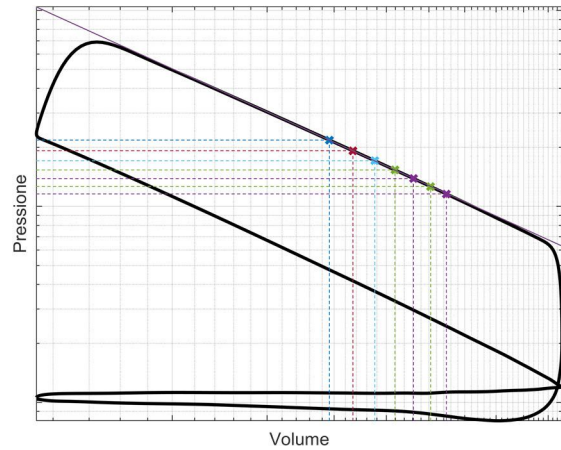


Figura 4.5 – Esempio di calcolo dell'esponente della politropica di espansione, valutato su cinque coppie di valori di θ_1 e θ_2 .

Utilizzando una legge politropica, allora la (4.17) diviene:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{1}{n-1} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\theta} + \frac{n}{n-1} \cdot p \cdot \frac{dV}{d\theta} \quad (4.20)$$

4.3.2 – Applicazioni della legge di rilascio dell'energia

Si è visto come la velocità di rilascio del calore da parte del processo di ossidazione del combustibile sia descritta mediante una relazione differenziale come la (4.20). Le informazioni più importanti relative al progredire della combustione possono essere ottenute valutandone l'integrale esteso tra l'angolo d'inizio θ_i e di fine combustione θ_f ; tale grandezza viene definita *Cumulative Heat Release*:

$$CHR = Q_{comb} = \int_{\theta_i}^{\theta_f} \frac{dQ_n}{d\theta} d\theta \quad (4.21)$$

Approssimando il grado di completezza delle reazioni di ossidazione e la precisione con cui è stata compiuta l'analisi energetica del processo, la (4.21) può essere idealmente posta circa uguale al prodotto della massa di combustibile m_{fuel} bruciata ad ogni ciclo per il suo potere calorifico inferiore *LHV*:

$$Q_{comb} = \int_{\theta_i}^{\theta_f} \frac{dQ_n}{d\theta} d\theta \approx m_{fuel} \cdot LHV \quad (4.22)$$

L'andamento tipico del *ROHR* e del *CHR* è rappresentato in *Figura 4.6*, osservando l'ingrandimento relativo alla parte iniziale della finestra angolare di analisi, si può osservare come il *CHR* presenti un andamento prima crescente, poi decrescente e, solamente dopo aver raggiunto un valore di minimo, cresce fino a raggiungere il suo valore asintotico.

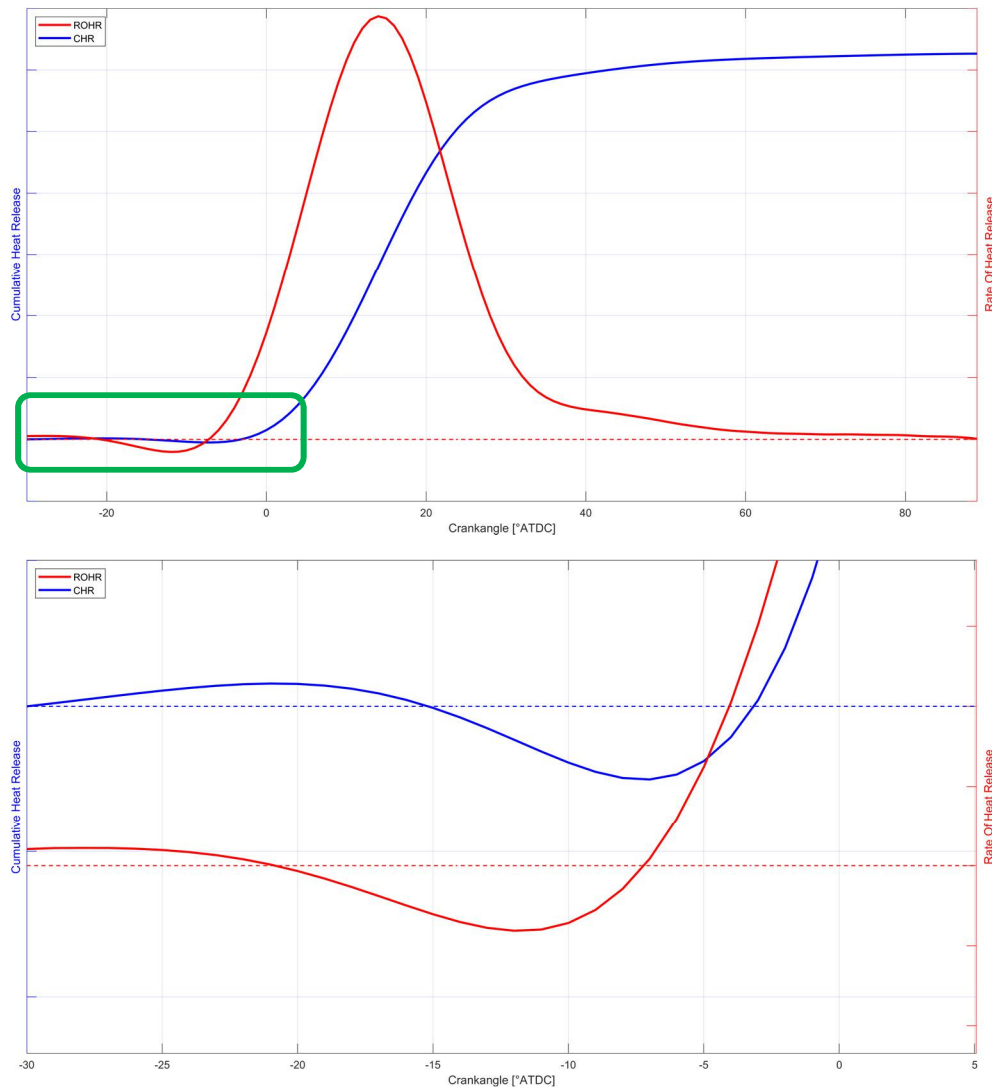


Figura 4.6 – Rappresentazione del ROHR e CHR con rispettivo ingrandimento nella zona iniziale di valutazione.

Questo comportamento può essere giustificato dal fatto che la parte iniziale della finestra angolare di analisi si riferisce ancora alla parte terminale della fase di compressione in cui è presente uno scambio di calore con le pareti, per cui il *ROHR* è negativo e il *CHR* tende a calare; successivamente, quando avviene la fase di rilascio del calore vero e proprio, il *ROHR* aumenta in maniera significativa e di conseguenza anche il *CHR*.

La valutazione del “tratto utile” del rilascio calore deve quindi avvenire a partire da questo punto di minimo che può essere assunto come un *offset*; i punti antecedenti a tale valore angolare vengono per convenzione trascurati, ponendoli uguale a zero.

Informazioni ancora più utili possono essere tratte dalla determinazione delle fasi di combustione, ovvero le posizione angolari dell’avanzamento della combustione rispetto al punto morto superiore; tali informazioni sono molto importanti perché sono direttamente correlabili con l’efficienza del processo di conversione dell’energia.

Tali parametri esprimono l'angolo rispetto al quale è stata ossidata una certa frazione percentuale di massa di combustibile. Essi possono essere facilmente ottenuti osservando come, normalizzando il CHR rispetto al proprio valore massimo, i valori percentuali che questo assume corrispondono alla rispettiva frazione di massa bruciata rispetto al totale.

Se si considera infatti la (4.22) riferita ad un generico angolo θ^* , il calore rilasciato e la massa di combustibile bruciata fino a quel punto sono valutabili in maniera analoga a quanto già fatto:

$$Q_{comb}|_{\theta^*} = \int_{\theta_i}^{\theta^*} \frac{dQ_n}{d\theta} d\theta \approx m_{fuel}|_{\theta^*} \cdot LHV \rightarrow m_{fuel}|_{\theta^*} = \frac{1}{LHV} \cdot \int_{\theta_i}^{\theta^*} \frac{dQ_n}{d\theta} d\theta \quad (4.23)$$

Facendo quindi il rapporto tra la (4.23) e la (4.22) invertita, si ottiene appunto la frazione di massa bruciata fino ad un certo angolo θ^* di riferimento:

$$MFB = \frac{m_{fuel}|_{\theta^*}}{m_{fuel}} = \frac{\int_{\theta_i}^{\theta^*} \frac{dQ_n}{d\theta} d\theta}{\int_{\theta_i}^{\theta_f} \frac{dQ_n}{d\theta} d\theta} \quad (4.24)$$

I valori più comunemente utilizzati di angoli di combustione sono: $CA05MFB$ e $CA10MFB$ assunti rappresentativi della fase iniziale di accensione della miscela, $CA50MFB$ è generalmente quello più utilizzato ed esprime l'angolo motore rispetto al quale è stata bruciata una massa di combustibile pari alla metà di quella globalmente introdotta, esso è probabilmente il più importante tra i diversi angoli di combustione in quanto condensa assieme numerose informazioni, quali la progressione del fronte di fiamma e la rispettiva velocità turbolenta di propagazione; infine vi è il $CA90MFB$ il quale è rappresentativo della parte terminale della combustione, in particolare di sue eventuali code o fiamme diffusive.

Infine, se si ipotizza di poter trascurare le perdite per *blow-by* e, se si dispone di un modello di scambio termico a parete (modello di Annand, Woschni o simili), sarebbe anche possibile valutare il parametro di forma m caratteristico del modello di Wiebe per la modellazione del rilascio del calore; infatti il rilascio di calore lordo può essere scritto anche come:

$$\frac{dQ_{comb}}{d\theta} = \frac{dm_{burn}}{d\theta} \cdot LHV \cdot \frac{m_{fuel}}{m_{fuel}} = dm_{fuel} \cdot \frac{d}{d\theta} \left(\frac{m_{burn}}{m_{fuel}} \right) \cdot d\theta \cdot LHV = dm_{fuel} \cdot \frac{d}{d\theta} \chi(\theta) \cdot d\theta \cdot LHV \quad (4.25)$$

Eguagliando pertanto la (4.11) alla (4.25), e noto il parametro di efficienza a sulla base delle percentuali di CO e HC presenti nei gas di scarico, è possibile ottenere il valore del parametro d'interesse.

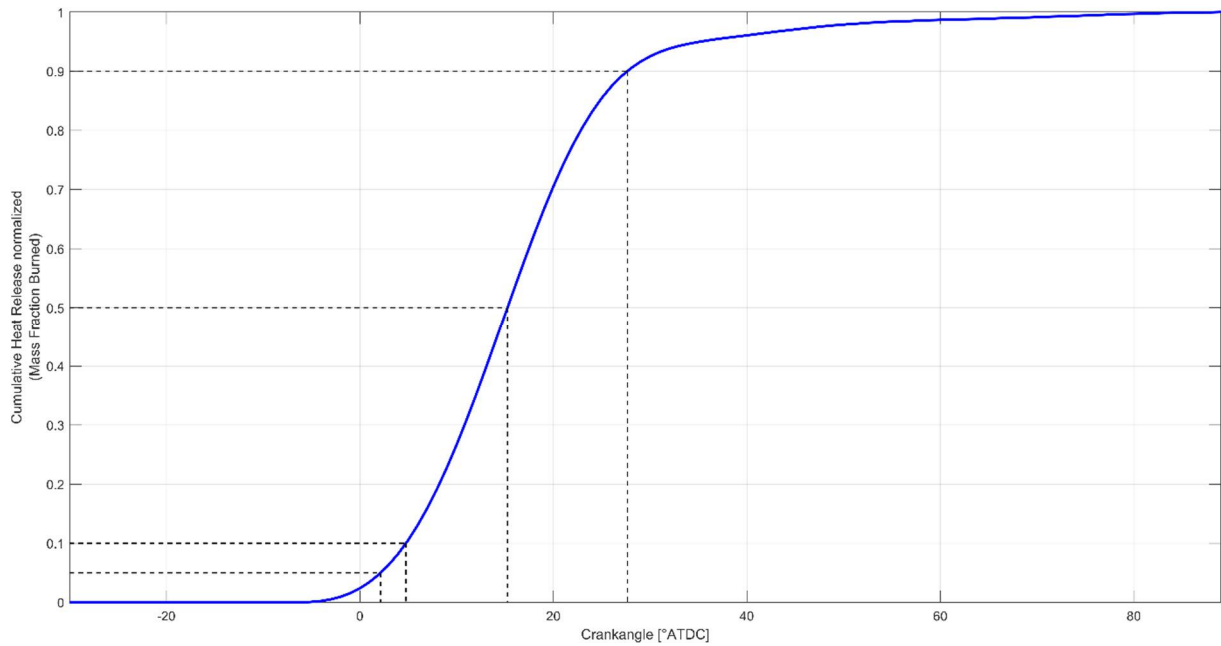


Figura 4.7 – Rappresentazione del CHR normalizzato per la determinazione delle frazioni in massa bruciata corrispondenti al 5%, 10%, 50% e 90%.

4.4 – Dispersione ciclica

Dall'analisi dei rilievi sperimentali delle tracce di pressione nei cilindri (*Figura 4.8*), si può chiaramente notare come in un motore, anche operante in condizioni di funzionamento stazionarie, i cicli di combustione che hanno luogo non si ripetono mai in maniera identica l'uno dall'altro. Tale fenomeno è noto come dispersione, o variabilità, ciclica.

La variabilità ciclica può essere definita per un qualsiasi parametro motoristico (e anche non) d'interesse; essa infatti è valutata come il rapporto tra la deviazione standard σ e il valore assoluto della media μ di una certa popolazione di campioni X :

$$COV_{X\%} = \frac{\sigma(X)}{|\mu(X)|} \cdot 100 \quad (4.26)$$

Le cause di tale variabilità ciclica possono essere molteplici, tra le principali vi sono:

1. condizioni di moto della carica nel cilindro non ripetibili a causa della definizione stessa di moto turbolento che ne rappresenta la causa principale;
2. miscelamento di gas esausti residui con la carica fresca;
3. differenze nella omogeneità locale della miscela di aria-combustibile tra un ciclo ed un altro;
4. variazioni del punto di accensione della miscela;
5. variazioni di temperatura dell'aria comburente;

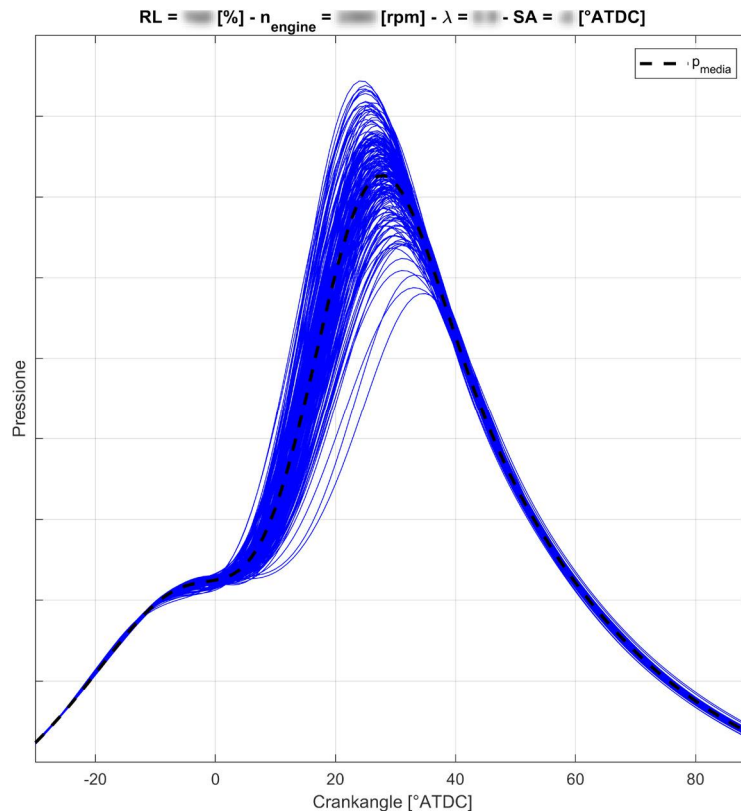


Figura 4.8 – Esempio di dispersione ciclica dei valori di pressione nel cilindro rispetto al proprio valor medio.

Le condizioni della carica in prossimità della candela influenzano significativamente lo sviluppo dello stadio iniziale del fronte di fiamma, determinando infatti la velocità con cui avvengono e procedono le reazioni chimiche: ne consegue che possono verificarsi variazioni di velocità, con la quale il piccolo fronte iniziale di tipo laminare si trasforma in una fiamma pienamente turbolenta.

Una delle conseguenze negative introdotte da tale fenomeno risiede nel fatto che alcuni parametri motoristici (quali l'anticipo d'accensione), che vengono determinati empiricamente come soluzione di miglior compromesso tra esigenze spesso opposte tra di loro, vengono fissati rispetto ad un valore ottimale per un ciclo "medio". Per la maggior parte dei cicli acquisiti effettivi, tali grandezze avranno quindi un valore tanto più lontano dall'ottimo, quanto più il ciclo considerato si allontana da quello medio; in generale cicli più lenti rispetto al valore medio considerato causano variabilità di pressione media indicata, pertanto inficiano sul rendimento e sulle prestazioni erogabili; cicli più veloci invece possono causare problemi di autoaccensione della carica.

Considerando il chiaro esempio dell'anticipo di accensione, esso risulta eccessivo per i cicli con velocità di combustione superiore a quella del ciclo medio, mentre è insufficiente per tutti quei cicli caratterizzati da una velocità di combustione inferiore.

Ne consegue che hanno origine perdite di potenza e di rendimento del motore, poiché per molti cicli i parametri più importanti sono lontani dal loro valore ottimale.

In molti casi, inoltre, sono i cicli estremi che impongono limiti alle condizioni di funzionamento del motore, le quali di conseguenza risultano eccessivamente restrittive per la maggior parte di quelli effettivi. Considerando ad esempio la richiesta ottanica di un motore, essa risulta dettata dai cicli più propensi a detonare, imponendo quindi l'utilizzo di una benzina con un numero di ottano "inutilmente" elevato per la maggior parte delle situazioni reali.

In maniera analoga, il limite di magrezza a cui il motore può funzionare è imposto, senza considerare le dannose emissioni inquinanti, dai cicli estremi delle combustioni più lente, poiché sono quelle ad essere più inclini a dare origine ad una combustione incompleta ed irregolare in seguito ad uno smagrimento della miscela.

Se utopisticamente tutti i cicli si ripetessero in maniera identica, il motore potrebbe essere regolato per funzionare sempre al massimo dell'efficienza, con evidenti vantaggi dal punto di vista dei consumi, dell'inquinamento prodotto e delle prestazioni raggiungibili.

4.5 – La detonazione

La detonazione costituisce una delle forme di combustioni anomale principali poiché essa limita le prestazioni erogabili ed il rendimento raggiungibile da un motore ad accensione comandata, in quanto può provocare danni strutturali ai principali organi del motore.

Quando il fronte di fiamma avanza, comprime e riscalda la restante miscela fresca; poiché quest'ultima non risulta mai perfettamente omogenea, né in termini di titolo né in termini di temperatura, le reazioni di prefiamma dei vari punti di contatto tra la carica fresca e il fronte di fiamma possono avvenire con velocità anche sensibilmente differenti.

Si può pertanto verificare che, in uno o più volumetti di miscela fresca, vengano spontaneamente raggiunte le condizioni di accensione, senza che questi vengano effettivamente raggiunti dal fronte di fiamma. Ne consegue che, in relazione alla massa di miscela interessata, viene liberata localmente una forte quantità di energia, la quale provoca un brusco innalzamento locale della pressione.

Questo picco di pressione si propaga nell'intorno del punto d'innescò con una velocità pari a quella del suono; la propagazione di tale onda fa aumentare la pressione anche nelle altre zone

della camera di combustione non ancora raggiunte dal fronte di fiamma, “stimolando” pertanto le condizioni di autoaccensione di quelle parti di carica non ancora combuste.

I fattori principali che influenzano l’insorgere di questo fenomeno, sono tutti quelli che riducono il ritardo all’accensione della porzione finale di carica e che quindi ritardano la propagazione del fronte di fiamma; tra questi si possono annoverare:

- diminuzione del numero di ottano del combustibile, in quanto ad una sua diminuzione corrisponde una maggiore reattività chimica della miscela;
- aumento del rapporto di compressione, il quale causa un innalzamento della pressione e della temperatura della carica al termine della fase di compressione;
- l’introduzione di una massa maggiore di miscela per ogni ciclo, poiché si comprime e riscalda maggiormente la parte finale della carica;
- un aumento della temperatura dell’aria comburente;
- un più elevato anticipo all’accensione in quanto determina il gradiente di pressione in camera di combustione e ne innalza il valore massimo;
- diminuzione del moto turbolento della carica fresca in ingresso al cilindro;
- un aumento del percorso medio del fronte di fiamma per raggiungere i punti più lontani della camera di combustione rispetto al punto d’innesco;
- un titolo della miscela tendente al magro in quanto si riduce la velocità laminare del fronte di fiamma e, al contrario di una miscela grassa, non è possibile sfruttare il calore latente di vaporizzazione del combustibile per raffreddare la carica.

I danni prodotti dalla detonazione dipendono dalla sua intensità e durata. Essi sono causati dalle onde di pressione che, muovendosi ad altissima velocità, rimuovono lo strato di fluido aderente alle pareti della camera di combustione, incrementando sensibilmente il flusso di calore verso l’esterno; l’aumento del carico termico, unito alle sollecitazioni meccaniche variabili nel tempo, possono portare alla rottura, per fenomeni di fatica a caldo, i principali organi interni al motore, quali il pistone, le fasce elastiche o la guarnizione di testa.

L’aumento della trasmissione termica alle pareti interne del cilindro, ne fa aumentare la temperatura media, riscaldando quindi ulteriormente la miscela intrappolata al termine della fase di compressione si favorisce l’insorgenza delle condizioni detonati. Si tratta quindi di un fenomeno particolarmente “subdolo”, in quanto in grado di autoalimentarsi se non arrestato sul nascere mediante un intervento esterno (solitamente mediante detrazioni di anticipo d’accensione).

Infine, spesso compare anche una marcata usura della parte superiore delle canne del cilindro, dovuta al fatto che le oscillazioni di pressione possono portare alla rottura del film di lubrificante ed al contatto diretto tra il metallo della fascia e la canna; ad essa si può unire anche un'usura corrosiva provocata da sostanze acide (come gli ossidi di azoto) contenute nei prodotti della combustione.

4.5.1 – Diagnosi della detonazione

A causa dell'effetto provocato, il fenomeno della detonazione può essere diagnosticato con vari metodi; quello più accurato, anche se non attuabile sui motori di produzione in serie a causa degli alti costi e fragilità dei sensori, è l'analisi del segnale di pressione.

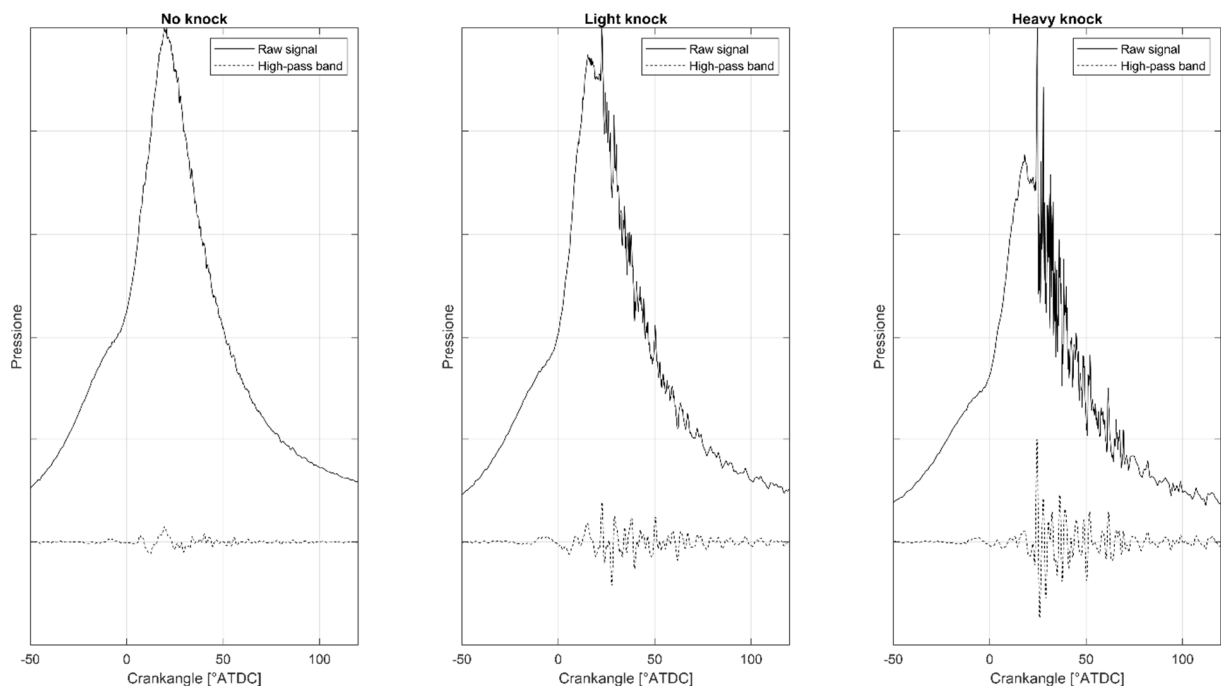


Figura 4.9 – Possibili andamenti, in funzione dell'angolo di manovella, dei valori di pressione in camera di combustione non soggetto a detonazione (a sinistra), a detonazione lieve (al centro) e detonazione intensa (a destra).

La repentina liberazione locale di energia si traduce infatti in una oscillazione ad elevata frequenza della traccia di pressione (Figura 4.9), la quale appunto può essere misurata ed analizzata.

Assumendo il gas contenuto in camera di combustione ad una membrana sottile, la propagazione dei fronti d'onda ne eccita le frequenze di risonanza del sistema. I modi di vibrare di una membrana così ipotizzata possono essere principalmente radiali e/o circonferenziali, quelli assiali risultano trascurabili in quanto avvenendo la detonazione in prossimità del punto

morto superiore, la forma di tale membrana risulta molto schiacciata e quindi di spessore trascurabile.

Facendo riferimento alla *Figura 4.10*, la frequenza di risonanza $f_{m,n}$ può essere valutata a seconda di quale modo radiale m e circonferenziale n vengano presi in considerazione e può essere espressa come:

$$f_{m,n} = x_{m,n} \cdot \frac{c_s}{\pi \cdot D} \quad (4.27)$$

Il termine $x_{m,n}$ dipende dalla modalità di vibrazione, c_s è la velocità del suono e dipende dalla temperatura raggiunta in camera mentre D è l'alesaggio del motore.

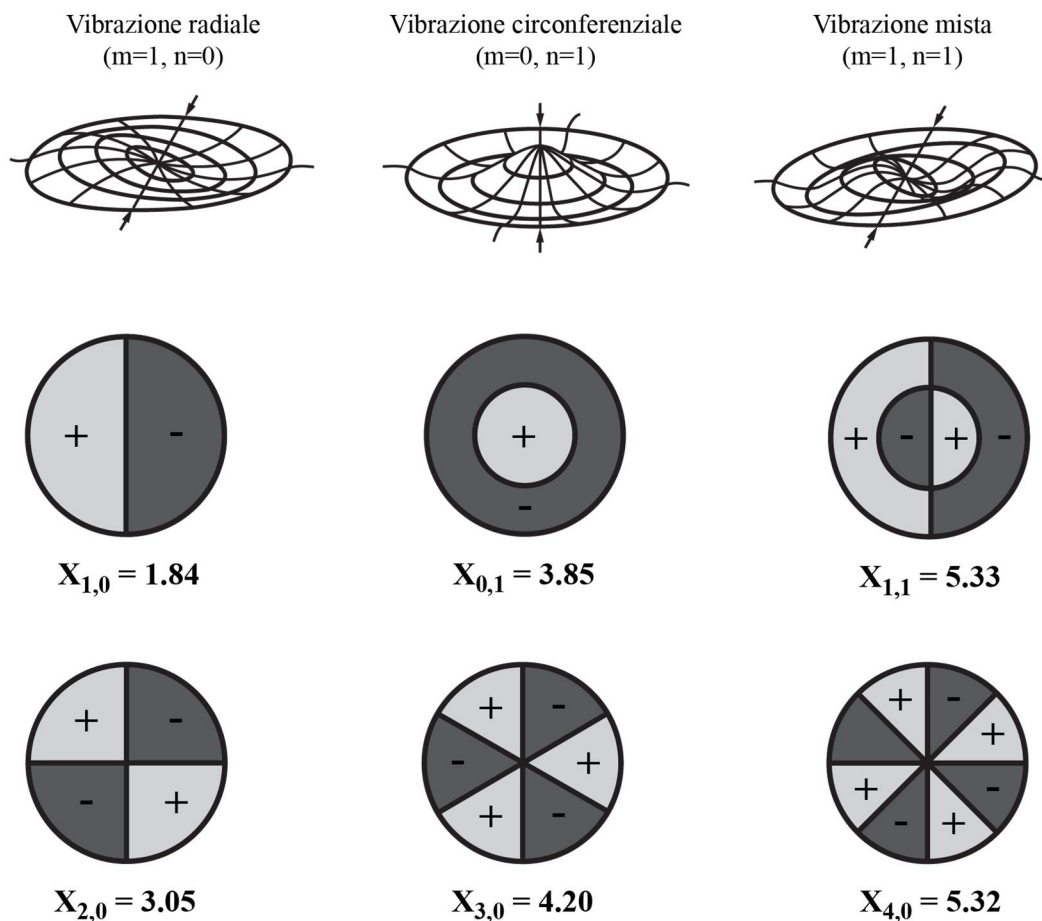


Figura 4.10 – Principali modi di vibrare di un sistema a membrana sottile.

Trattandosi di una eccitazione ad elevata frequenza è lecito allora aspettarsi che, se è presente un evento detonante, questo presenti uno spettro della trasformata di Fourier caratterizzato da componenti di energia ad elevata frequenza (*Figura 4.11*).

Le osservazioni sperimentali dimostrano come le informazioni relative ad un evento di questo genere sono contenute all'interno una ben definita finestra dello spettro della traccia di pressione; in particolare, osservando *Figura 4.11*, si può notare come fino a $\sim 4\div 5$ kHz l'ampiezza dello spettro del segnale sia decrescente: questa prima banda di frequenza contiene infatti le informazioni "tipiche" del segnale a bassa frequenza. Successivamente, se è presente l'evento detonante, in corrispondenza delle frequenze naturali del sistema si osserva un nuovo aumento della componente energetica associata ad una certa frequenza.

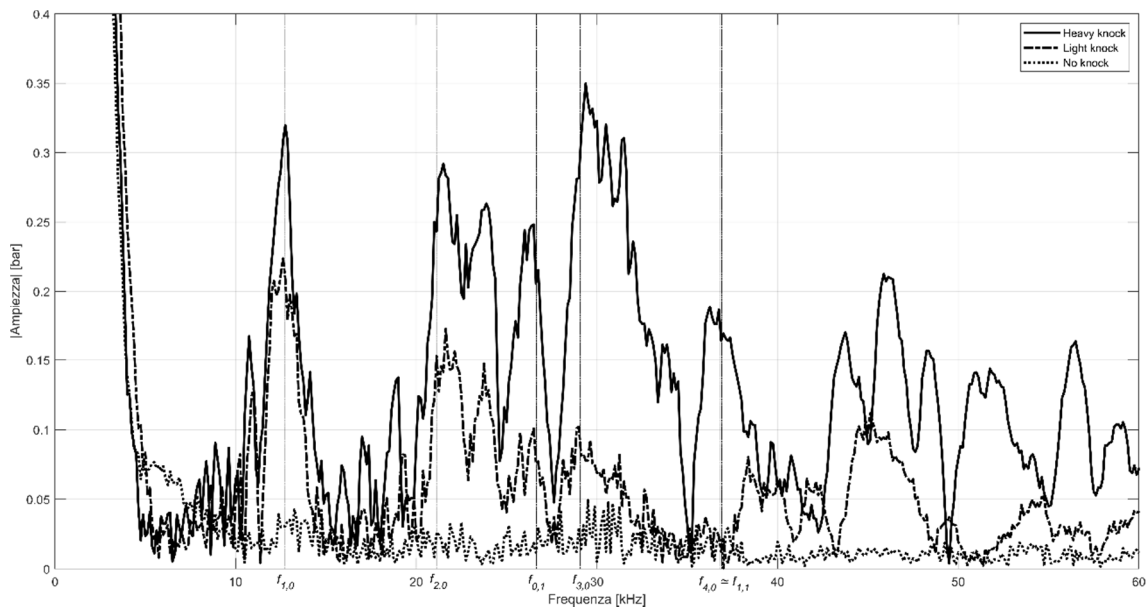


Figura 4.11 – Spettro in frequenza di tre tracce di pressione: una senza eventi detonanti, una con detonazione leggera ed un'ultima con detonazione pesante.

L'esperienza insegna come il campo di frequenza di maggiore interesse per l'analisi della detonazione sia superiore ai $4\div 5$ kHz, mentre al di sopra dei 50 kHz in genere si perdono le informazioni utili.

L'analisi della diagnosi della detonazione incomincia anzitutto, se possibile, dalla scelta della posizione del sensore in camera di combustione; questo infatti se non posizionato correttamente, ovvero in corrispondenza di una linea nodale diametrale, potrebbe non leggere correttamente l'oscillazione dell'onda di pressione. Successivamente si procede con il filtraggio passa-alto del segnale di pressione (linea tratteggiata di *Figura 4.9*) quindi, poiché se presente, l'evento detonante si manifesta in prossimità del PMS, si restringe l'analisi ad una finestra angolare fino a $50\div 70$ °CA dopo il punto morto superiore (o meglio ancora, dopo lo scoccare della scintilla).

4.5.2 – Indici di detonazione

Una volta quindi acquisito, filtrato e finestrato il segnale di pressione, bisogna valutare se le oscillazioni ad alta frequenza che questo presenta siano da imputarsi ad un evento detonante o meno.

A tale scopo è possibile definire un indice di detonazione, ovvero un parametro che sia in grado di valutare la quantità del danno prodotto dall'evento detonante. L'indice più semplice che è possibile definire è il *MAPO* (*Maximum Amplitude of Pressure Oscillations*) il quale rappresenta il valore assoluto della massima oscillazione del segnale filtrato:

$$MAPO = \left| \max \left(p_{filtr} \Big|_{\theta_{mf}}^{\theta_{sup}} \right) \right| \quad (4.28)$$

Altri indici, sempre riferiti al segnale di pressione filtrato passa alto, possono essere basati sullo scarto quadratico medio, sulla derivata prima o terza, sull'integrale della derivata o sulla massima oscillazione del rilascio di calore:

$$MSV \text{ (Mean Square Value):} \quad MSV = \frac{1}{N} \sqrt{\sum_{\theta=\theta_{mf}}^{\theta_{sup}} p_{filtr}^2}$$

$$FST \text{ (FirST derivative):} \quad FST = \max \left(\left| \frac{dp_{filtr}}{d\theta} \right| \right)$$

$$THD \text{ (THirD derivative):} \quad THD = \max \left(\left| \frac{d^3 p_{filtr}}{d\theta^3} \right| \right)$$

$$ID \text{ (Integer - Derivative):} \quad ID = \int_{\theta_{mf}}^{\theta_{sup}} \left| \frac{dp_{filtr}}{d\theta} \right| d\theta$$

$$MAHRO \text{ (Maximum Amplitude Heat Release Oscillations):} \quad MAHRO = \max \left(\left| \frac{dQ}{d\theta} \right| \right)$$

$$SDBP \text{ (Sum of Divided Band Pass filters):} \quad SDBP = \max \left(|p_{filtr \ 1}| \right) + \max \left(|p_{filtr \ 2}| \right) + \max \left(|p_{filtr \ 3}| \right)$$

L'utilizzo dell'indice più adatto dipende dall'applicazione in esame, ma solitamente quello maggiormente utilizzato, proprio per la sua semplicità ed efficacia, è il *MAPO*. La sola definizione di un indice non è però sufficiente per determinare quando una oscillazione di pressione risulti dannosa o meno; è infatti necessario definire in qualche maniera anche un valore di soglia limite.

Anzitutto bisogna specificare come non esista né per il *MAPO* e né per qualsiasi altro indice, un valore di soglia che sia in grado di distinguere in maniera netta una combustione normale da

una non. Questo può essere imputato al fatto che, ad esempio, all'aumentare del regime di rotazione del motore la combustione tende a diventare più "ruvida": supponendo di operare a parità di carico, l'energia introdotta in camera di combustione non cambia, varia invece la durata della combustione e quindi cambia la potenza di energia che viene rilasciata.

Bisogna quindi adeguare il valore di soglia limite in funzione del regime di rotazione del motore, perché cambia l'impulsività della combustione (infatti variando più velocemente la pressione questa presenta armoniche ad elevata frequenza ad alta energia), e anche perché all'aumentare del regime di rotazione tende ad aumentare il rumore di fondo del segnale acquisito.

Facendo sempre riferimento all'indice *MAPO*, nel caso di mancanza di specifiche indicazioni sulla tolleranza al danno prodotto dalla detonazione (la quale viene determinata in base a quale applicazione sarà destinato il motore), la sua soglia può essere proporzionata in base al regime di rotazione secondo una semplice relazione del tipo:

$$MAPO_{max} = \frac{n_{engine}}{1000} \quad n_{engine} \leq 6000 \text{ [rpm]} \quad (4.29)$$

Si è visto come gli indici più adatti alla diagnosi delle combustioni anomale siano basati sull'analisi del segnale di pressione; a causa dell'elevato costo e delicatezza dei trasduttori, normalmente non è possibile disporre di questo dato nei comuni sistemi *on-board*. Per questo motivo è spesso necessario sviluppare altri indici basati su differenti fenomeni (accelerometri, microfoni, correnti di ionizzazione, ecc.), i quali presentino un certo tipo di legame con il segnale di pressione, ovvero siano correlati.

Qualunque sia l'indice utilizzato, bisogna comunque precisare come, il superamento "sporadico" di tale soglia non sia sempre da attribuirsi un effetto fortemente dannoso nei confronti del motore.

Nel caso di detonazione debole, ossia quando una piccola percentuale della massa totale della miscela si autoaccende, il fenomeno detonante non appare in tutti i cicli che si susseguono; un numero più o meno elevato di essi presenta un processo di combustione normale, mentre i cicli detonanti mostrano oscillazioni di pressione di ampiezza modesta.

Nel caso di detonazione intensa invece, poiché essa viene causata da una massa maggiore di miscela che raggiunge le condizioni di autoaccensione, produce delle oscillazioni della traccia di pressione di ampiezza via via sempre più grande.

La risposta del sistema di controllo alla rilevazione di questi due scenari pertanto non può essere la medesima, soprattutto perché la detonazione non è un fenomeno sistematico, ovvero si ripete in maniera uguale quanto si opera nelle stesse condizioni che hanno già causato l'autoaccensione della miscela, ma è statistico.

Il sistema di controllo pertanto non basa solitamente la propria analisi su valutazioni sul singolo ciclo, ma valuta un certo numero di campioni acquisiti. Uno degli approcci maggiormente utilizzati è quello di controllare una percentuale fissa di cicli; il valore dell'indice corrispondente ad un certo valore di percentile (solitamente 95, 98 o 99 percentile) non dovrebbe superare il valore di soglia imposto (Figura 4.12); in caso contrario, il sistema di controllo interviene solitamente riducendo l'anticipo attuato, per poi "recuperare" gradualmente i valori detratti.

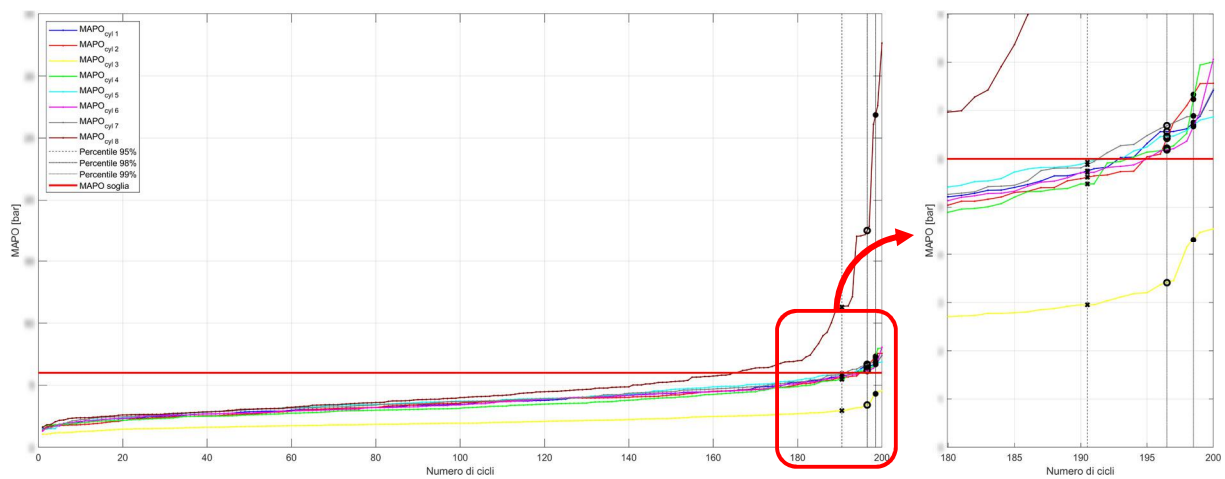


Figura 4.12 – Diversi percentili di MAPO confrontati con il valore soglia; nel caso si consideri il percentile 95% solamente il valore calcolato per cilindro 8 supera la soglia. Nel caso di MAPO percentile 98% o 99% anche in altri cilindri viene superato il valore limite.

5 – Acquisizione del segnale di pressione

Il segnale di pressione in camera di combustione è in assoluto quello dai cui è possibile trarre le maggiori informazioni utili per studiare i fenomeni della combustione.

Le grandezze che sono estraibili da esso possono essere dirette, ovvero ottenute dalla sola analisi della traccia di pressione, oppure indirette, le quali invece necessitano di altri parametri per poter essere stimate; tra le principali grandezze valutabili vi sono:

- 1 parametri indicati “diretti”:
 - a. picco massimo della pressione p_{max} ;
 - b. posizione angolare del picco massimo θ_{pmax} ;
 - c. gradiente di pressione $dp/d\theta$;
 - d. posizione angolare del massimo gradiente di pressione $\theta_{max(dp/d\theta)}$;
 - e. velocità di variazione del gradiente di pressione $d^2p/d\theta^2$;
- 2 parametri indicati “indiretti”:
 - a. pressione media indicata *IMEP*, *IMEPh* e *IMEPI*;
 - b. perdite per attrito *FMEP*;
 - c. inizio, durata, stabilità ed efficienza della combustione;
 - d. energia effettivamente convertita in calore;
 - e. frazioni di masse bruciate;
 - f. stima dell’andamento della temperatura in camera di combustione;
 - g. valutazione dello stress meccanico sui componenti;
 - h. rilevazione di combustioni anomale come detonazione, preaccensione o *misfire*.

Infine, il segnale di pressione è l’unico che effettivamente è in grado di indicare il reale avvenimento del processo di combustione.

Nonostante l’eccezionale vastità di informazioni che il segnale di pressione è in grado di fornire, il suo impiego è limitato alla sala prova o al più ad applicazioni speciali, come quelle *racing*.

Si tratta infatti di dispositivi di alto costo ed elevata delicatezza: devono essere infatti in grado di resistere a gradienti di pressione e temperatura molto elevati (decine se non centinaia di bar di pressione e migliaia di gradi centigradi nell’ordine di qualche millisecondo). È evidente

quindi come una loro applicazione sui veicoli di serie sia insostenibile sia a livello economico che di realizzazione.

Il loro impiego in sala prova pertanto è finalizzato a monitorare, confrontare e/o correlare indici e strategie di controllo motore, ottenibili elaborando altre grandezze, più facilmente acquisibile su motori di serie.

5.1 – La catena di misura

In generale, per trasferire un segnale proveniente da un qualsiasi trasduttore dal dominio chimico-fisico a quello dell'informazione, occorre passare attraverso tutta una serie intermedia di stati, l'insieme dei quali costituisce la così detta catena di misura.

Quella relativa all'acquisizione del segnale di pressione (*Figura 5.1*) consta, generalmente, dei seguenti elementi:

- **trasduttore di pressione piezoelettrico:** misura una carica proporzionale al carico, ovvero la pressione, applicata sulla faccia di un elemento sensibile;
- **amplificatore di carica:** serve ad amplificare il segnale acquisito dal trasduttore di pressione e lo converte in un segnale analogico in tensione;
- **cavi di misurazione:** servono per trasmettere il segnale in carica o in tensione ai diversi sistemi di acquisizione;
- **sistema di acquisizione della velocità di rotazione del motore:** generalmente si tratta di un encoder ottico, il suo impiego è necessario per il passaggio dal dominio temporale del segnale acquisito a quello in base angolare;
- **attrezzatura per l'analisi *indicating*:** serve per digitalizzare il segnale in tensione analogico proveniente dall'amplificatore di carica, di solito tale attrezzatura è costituita da un convertitore analogico digitale (*ADC*), da un sistema di acquisizione in base angolo (*CAM-C*) e ad una memoria temporanea molto rapida per l'immagazzinamento dei dati. Successivamente essi possono essere mostrati, elaborati e/o salvati in un ulteriore computer esterno.

Altri sistemi che possono completare la catena di misurazione sono:

- **sistema di raffreddamento:** serve, come dice il nome, a raffreddare l'attrezzatura;
- **display:** servono per visualizzare il segnale misurato e/o le principali grandezze da esso ricavabili.

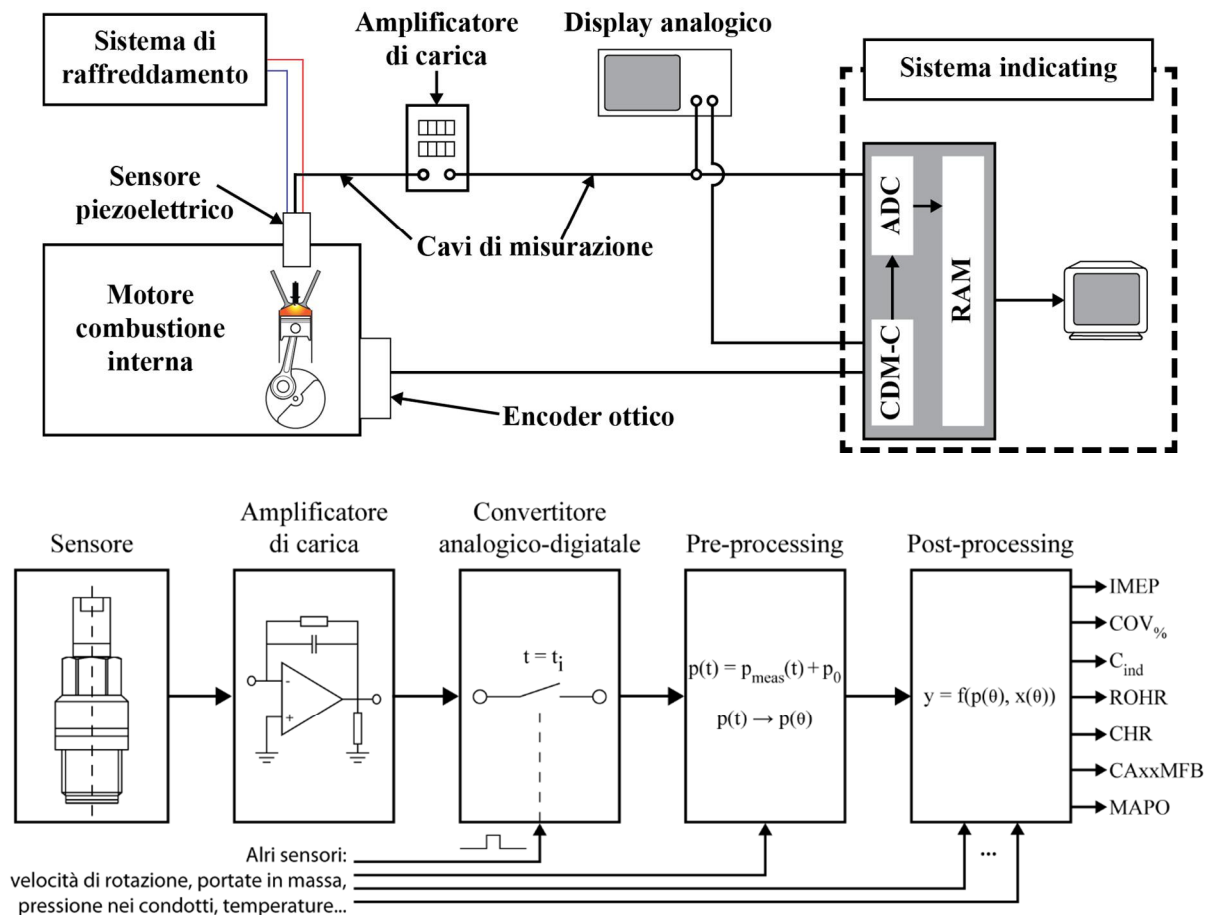


Figura 5.1 – Esempi di catene di misura del segnale di pressione in camera.

5.1.1 – Il materiale piezoelettrico

Considerando una piastrina di materiale piezoelettrico, questo, se sottoposto a deformazione meccanica, presenta la caratteristica di generare, sulle facce opposte, delle cariche elettriche.

Le cariche elettriche prodotte, si manifestano sulle superfici perpendicolari alla direzione di polarizzazione, quando la forza agente risulta parallela a questa direzione. Nel caso invece di sforzi di taglio, ovvero paralleli alla direzione di polarizzazione, le cariche si addensano sulle superfici lungo le quale viene esercita la forza.

Il meccanismo di formazione delle cariche elettriche può essere qualitativamente spiegato, considerando ad esempio, il comportamento del cristallo di ossido di silicio (Figura 5.2). Se il cristallo viene sottoposto ad una compressione da parte di un carico esterno, le molecole di ossigeno, cariche negativamente, si avvicinano alla superficie superiore, mentre le molecole del silicio, cariche positivamente, si avvicinano a quella opposta.

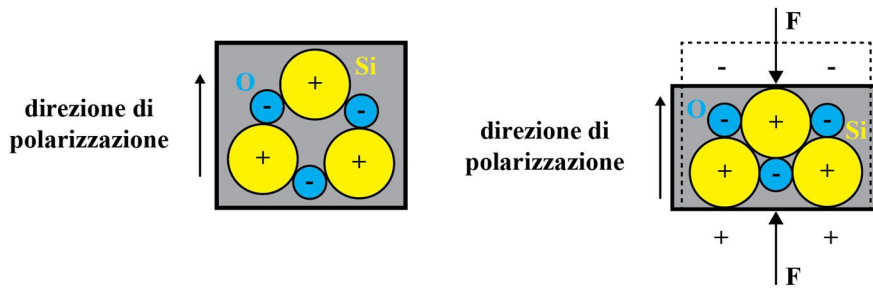


Figura 5.2 – Comportamento delle molecole dell'ossido di silicio se sottoposte a deformazione esterna.

Queste cariche diminuiscono allora il loro legame di valenza e possono formare una debole corrente elettrica, la quale può venire misurata se si realizza un collegamento fra le due superfici.

Considerando un caso spaziale, il flusso di densità di carica può essere espresso mediante una relazione vettoriale del tipo:

$$D_i = d_{i,j} \cdot T_j \quad (5.1)$$

Dove D_i ($i=1, \dots, 3$) è il vettore di densità di flusso elettrico, T_j ($j=1, \dots, 6$) è il tensore degli sforzi meccanici subiti dalla piastrina di materiale piezoelettrico, mentre $d_{i,j}$ esprime il termine i,j del rispettivo tensore dei coefficienti piezoelettrici:

$$d_{ij} = \begin{bmatrix} d_{1,1} & d_{1,2} & d_{1,3} & d_{1,4} & d_{1,5} & d_{1,6} \\ d_{2,1} & d_{2,2} & d_{2,3} & d_{2,4} & d_{2,5} & d_{2,6} \\ d_{3,1} & d_{3,2} & d_{3,3} & d_{3,4} & d_{3,5} & d_{3,6} \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

I coefficienti piezoelettrici della (5.2) mettono in relazione una specifica componente del tensore degli sforzi T_j con una specifica direzione del flusso di densità elettrica D_i .

La carica elettrica Q che si forma ai capi della piastrina, può essere valutata come:

$$Q = A \cdot D_i \cdot n_i \quad (5.3)$$

Il termine n_i indica la componente della forza normale all'area della superficie d'interesse A .

Solitamente gli elementi sensibili presentano una forma discoidale e l'applicazione del carico, ovvero della pressione, avviene su una delle sue due superfici principali. Appare quindi chiaro come la forza di compressione risultante sia applicata lungo l'asse normale a tale superficie, come mostrato in *Figura 5.3*. Assumendo pertanto una condizione sforzo monoassiale, la (5.3) diviene:

$$Q = A \cdot d_{1,1} \cdot \sigma_x = A \cdot d_{1,1} \cdot \frac{F}{A} = d_{1,1} \cdot F \quad (5.4)$$

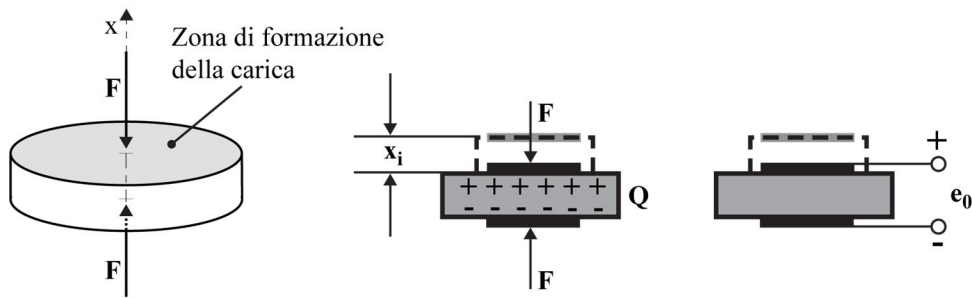


Figura 5.3 – Comportamento del sensore piezoelettrico se sottoposto a deformazione longitudinale.

In maniera analoga, è possibile mettere in relazione la carica elettrica che si forma a seguito di una deformazione elastica x_i prodotta dal carico esterno, ovvero dalla pressione p , mediante una relazione lineare del tipo:

$$Q = k_q \cdot x_i = k_p \cdot p \quad (5.5)$$

I termini k_q e k_p che compaiono nella (5.5) sono detti coefficienti di piezoelettricità.

Sia la (5.4) che la (5.5) mostrano come la carica derivante da una deformazione longitudinale non dipenda dalla geometria dell'elemento sensibile, ma solamente dal materiale di cui esso è costituito e dalla forza o spostamento imposto.

Nel caso invece di elemento sensibile trabeiforme (Figura 5.4), la carica che si genera sulle facce su cui è applicata la forza è valutabile come:

$$Q = A \cdot d_{12} \cdot \sigma_y = l \cdot b \cdot d_{12} \cdot \frac{F}{a \cdot b} = d_{12} \cdot F \cdot \frac{l}{a} \quad (5.6)$$

In questo caso, oltre che dalle proprietà del materiale piezoelettrico impiegato, la carica elettrica dipende dalla snellezza dell'elemento. Sfruttando un favorevole rapporto l/a è possibile aumentare la sensibilità, quindi anche piccole variazioni di carica possono essere misurate con maggiore facilità; per contro, è più difficile riuscire a realizzare una forma poliedrica e gli stress meccanici risultano essere maggiori.

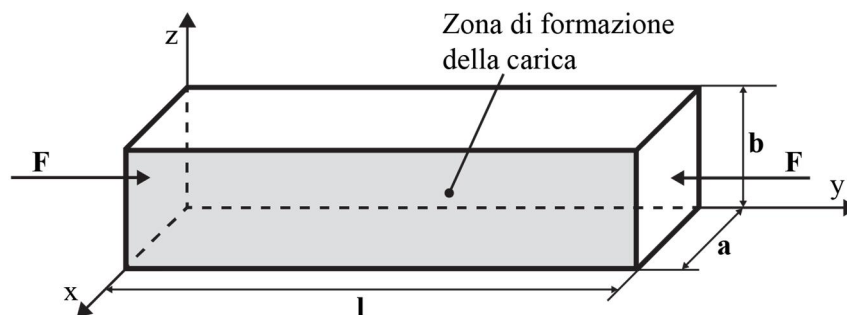


Figura 5.4 – Comportamento del sensore piezoelettrico trabeiforme sottoposto a deformazione trasversale.

Per quanto riguarda il materiale piezoelettrico utilizzato, questo deve possedere alcune caratteristiche peculiari come:

- buona capacità di misurazione:
 - elevata sensibilità piezoelettrica, ovvero elevato segnale di *output*;
 - buona linearità;
 - elevata frequenza naturale di risonanza;
 - buon isolamento elettrico (elevata resistività);
- buona resistenza sia meccanica che termica;
- stabilità delle proprietà piezoelettriche all'influenza di fattori esterni (come carico termico e meccanico).

I materiali piezoelettrici più comunemente utilizzati sono il quarzo (SiO_2) e l'ortofosfato di gallio (GaPO_4).

Come mostrato in *Figura 5.5*, il quarzo presenta una forte dipendenza delle proprie caratteristiche piezoelettriche dalla temperatura; fino a quasi $250\text{ }^\circ\text{C}$ la sua sensibilità rimane circa costante, oltre decresce fino ad annullarsi completamente una volta raggiunti i $573\text{ }^\circ\text{C}$, ovvero raggiunta la temperatura di transizione da quarzo α a quarzo β .

L'ortofosfato di gallio presenta una sensibilità quasi doppia rispetto al quarzo e, a differenza di quest'ultimo, mantiene pressoché inalterata la propria curva caratteristica fino agli $800\text{ }^\circ\text{C}$; anche oltre tale temperatura, la diminuzione di sensibilità del cristallo non è marcata come per il quarzo.

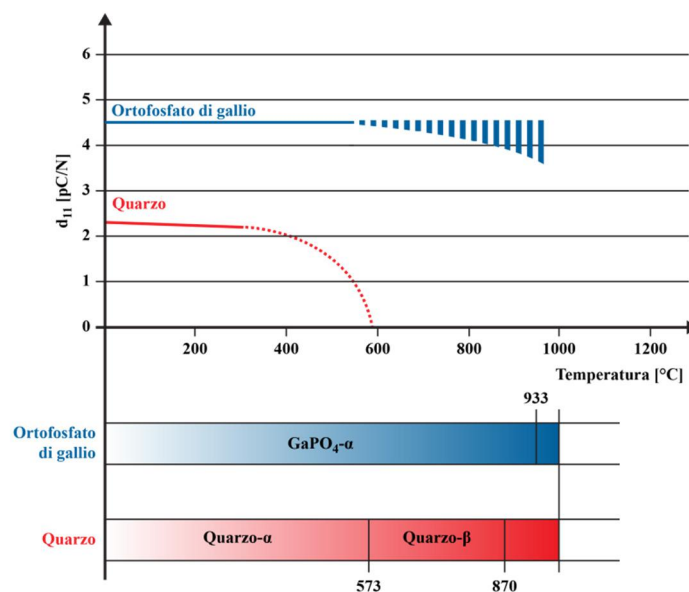


Figura 5.5 – Dipendenza dalla temperatura della costante piezoelettrica per il quarzo e l'ortofosfato di gallio.

5.1.2 – Il trasduttore di pressione piezoelettrico

Sulla base delle proprietà dei materiali piezoelettrici visti, è possibile allora classificare i trasduttori di pressione in due grandi categorie:

- **sensori raffreddati:** l'elemento sensibile e il diaframma sono raffreddati mediante circolazione forzata di liquido refrigerante (acqua), per aumentare la carica ai capi dell'elemento sensibile questo è spesso costituito da più elementi discoidali impilati li uni sopra agli altri; per contro questi presentano delle dimensioni maggiori e quindi sono più difficili da installare nella testa del motore (prima e seconda *Figura 5.6*);
- **sensori non raffreddati:** non presentando un sistema di raffreddamento quindi risultano maggiormente soggetti a shock di natura termica, ma presentando dimensioni molto più contenute sono più facili da installare, perfino all'interno di candele strumentate. A causa delle condizioni operative a cui sono sottoposti questa tipologia di sensori, l'elemento sensibile è quasi sempre costituito da ortofosfato di gallio (terza *Figura 5.6*).

Quando la carica Q viene “raccolta” sulle piastrine metalliche ai capi dell'elemento sensibile, questa genera una differenza di tensione e_0 ; poiché queste superfici si comportano come le facce di un condensatore, il cui dielettrico è costituito dal materiale piezoelettrico, la relazione fra la tensione generata e_0 e la carica Q è data da:

$$Q = C_a \cdot e_0 \rightarrow e_0 = \frac{Q}{C_a} = \frac{k_q \cdot x_i}{C_a} = \frac{k_p \cdot p}{C_a} \quad (5.7)$$

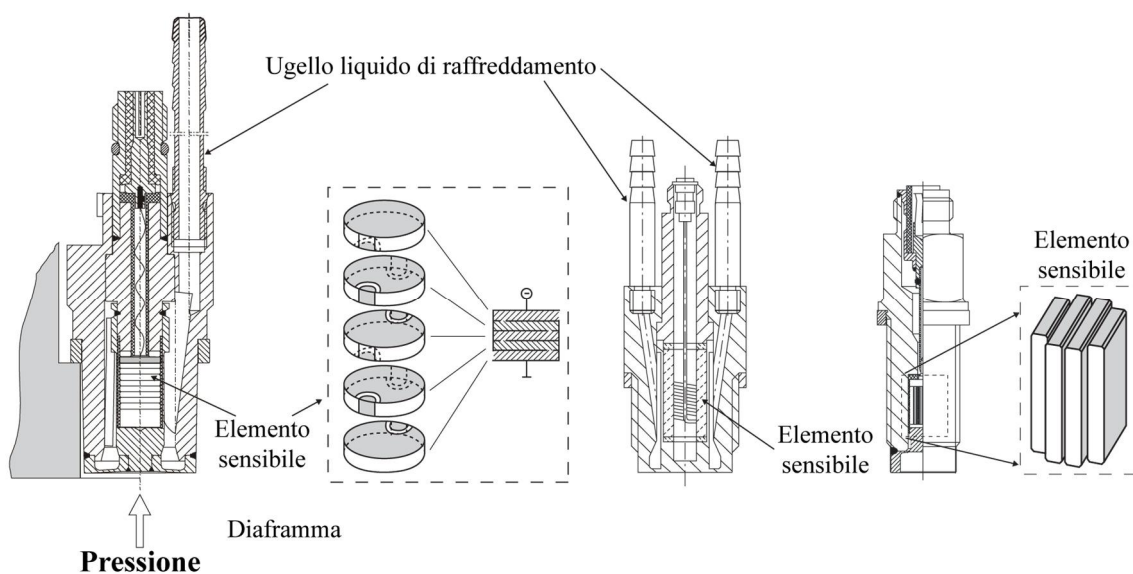


Figura 5.6 – Esempi di trasduttori di pressione piezoelettrici: raffreddato e basato sull'effetto longitudinale (a sinistra), raffreddato e basato sull'effetto trasversale (al centro), sensore miniaturizzato (a destra).

Dove C_a è la capacità del condensatore. Dal punto di vista del funzionamento elettrico, un trasduttore di pressione piezoelettrico può essere quindi schematizzato come il circuito di *Figura 5.7*, esso è composto da un generatore di corrente i_a , da una resistenza R_a e da un condensatore di capacità C_a posti in parallelo.

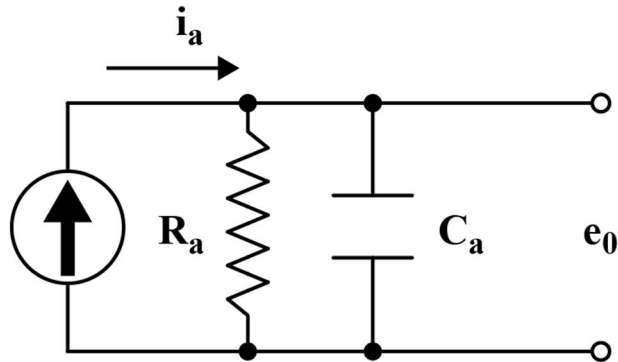


Figura 5.7 – Schema elettrico di un sensore piezoelettrico.

La corrente generata è data dalla variazione della carica nel tempo, ovvero risulta essere la derivata temporale della (5.7):

$$i_a(t) = \frac{dQ(t)}{dt} = k_q \cdot \frac{dx_i(t)}{dt} = k_p \cdot \frac{dp(t)}{dt} \quad (5.8)$$

La (5.8) mostra come la corrente generata dalla variazione di carica ai capi dell'elemento sensibile, sia dovuta alla variazione di deformazione elastica della stessa, causata a sua volta dalla variazione di pressione in camera.

5.1.3 – L'amplificatore di carica

Definendo l'energia elettrica come l'integrale del prodotto tra tensione e corrente valutato nell'intervallo di tempo in cui avviene la deformazione, questa non risulta sufficientemente elevata, per cui, affinché il segnale venga elaborato correttamente, è necessario che questo venga amplificato mediante un dispositivo definito amplificatore di carica, ovvero un sistema in grado di fornire un segnale in uscita in tensione, proporzionale a quello in ingresso in corrente ed opportunamente amplificato.

Il collegamento tra l'amplificatore di carica e il trasduttore piezoelettrico avviene mediante un opportuno cavo coassiale; a livello di circuito elettrico, esso è schematizzabile come una capacità C_c e resistenza R_c disposte in parallelo tra di loro, ma che risultano in serie tra il sensore e l'amplificatore di carica. Lo schema elettrico del sistema sensore-cavo-amplificatore è rappresentato in *Figura 5.8*.

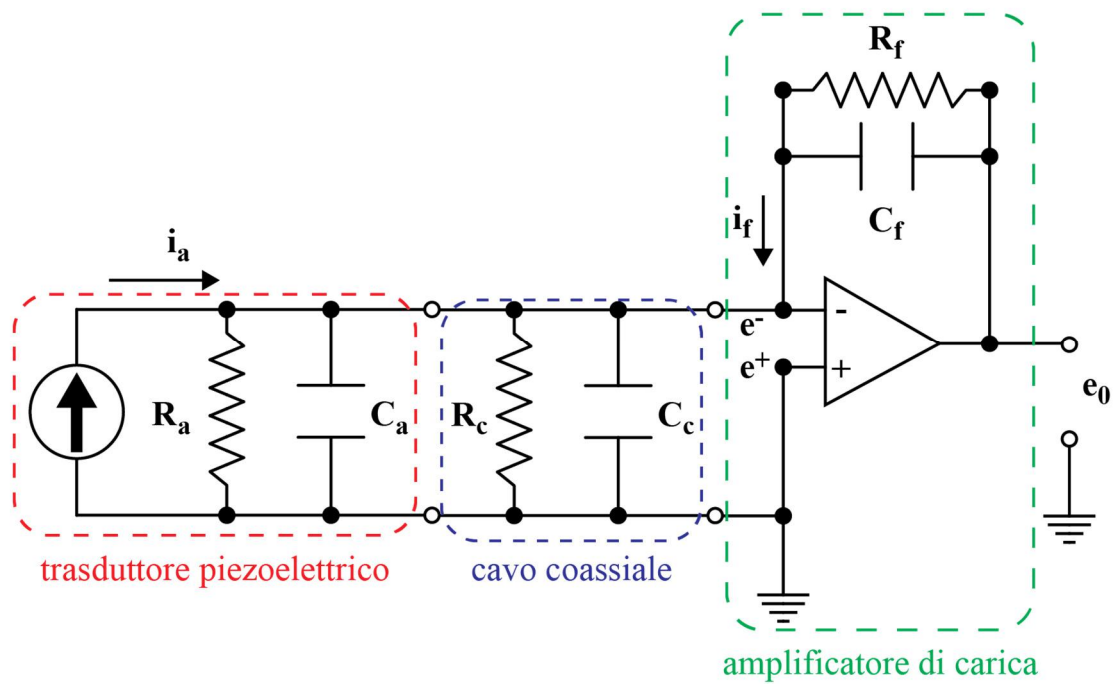


Figura 5.8 – Circuito della catena di misura associata al trasduttore di pressione piezoelettrico.

Poiché il sensore di pressione e il cavo coassiale risultano posti in serie, è possibile semplificare il circuito elettrico sostituendovi una resistenza e capacità equivalenti R_t e C_t così definite:

$$\frac{1}{R_t} = \frac{1}{R_a} + \frac{1}{R_c} = \frac{R_a + R_c}{R_a \cdot R_c} \rightarrow R_t = \frac{R_a \cdot R_c}{R_a + R_c} \quad (5.9)$$

$$C_t = C_a + C_c$$

Il circuito elettrico equivalente è quello di Figura 5.9.

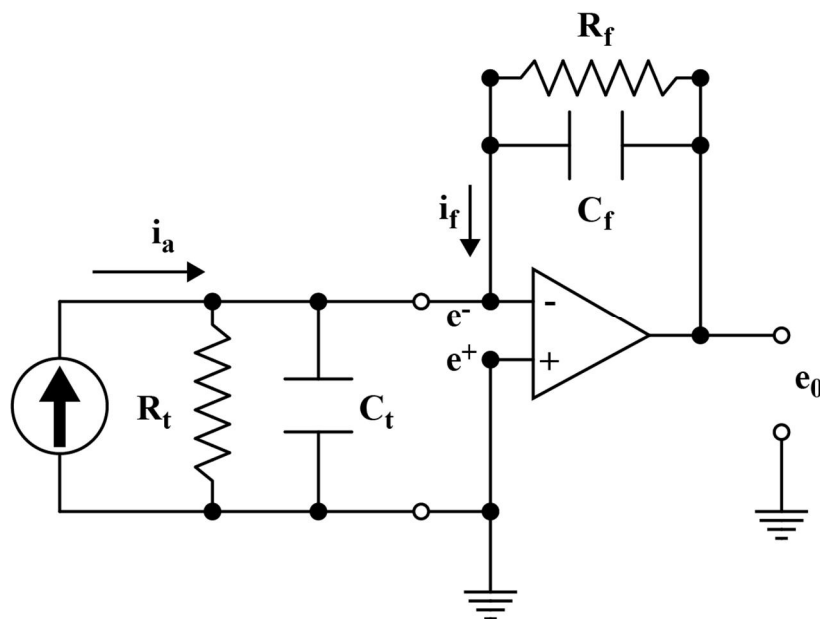


Figura 5.9 – Circuito semplificato della catena di misura associata al trasduttore di pressione piezoelettrico.

L'amplificatore di carica di fatto consiste in un amplificatore operazionale algebrico, collegato in retroazione tramite un circuito RC posto in parallelo. Il compito dell'amplificatore operazionale è quello di costituire una "barriera" al passaggio di energia, di un segnale, tra monte e valle di esso e per amplificare la differenza fra le due tensioni presenti nei morsetti d'ingresso. Tale operazione di amplificazione è realizzata mediante l'ausilio di due tensioni continue di alimentazione.

La relazione che lega le due tensioni d'ingresso a quella di uscita è del tipo:

$$e_0 = A(e^+ - e^-) \quad (5.10)$$

Il termine A indica il coefficiente di amplificazione a circuito aperto, ovvero senza carico applicato e senza collegamento fra l'uscita ad uno dei due ingressi. Dalla (5.10) si evince chiaramente come tale sistema amplifichi la differenza tra le tensioni in ingresso al morsetto non invertente e^+ e quello invertente e^- .

La caratteristica dell'amplificatore operazione ideale è quella di presentare valori infiniti delle resistenze interne di cui è costituito; di conseguenza le correnti agenti sui due rami d'ingresso risultano essere nulle. Significa quindi che la presenza di un amplificatore operazionale posto tra il circuito di monte e quello di valle, impedisce che parte della corrente, e quindi dell'energia del segnale proveniente dal sensore piezoelettrico, possa venire dispersa nel circuito posto a valle.

Questo comportamento ideale si traduce in un valore del coefficiente di amplificazione teoricamente infinito; ovviamente nel caso reale il parametro A non può essere scelto grande a piacere, essendo limitate le tensioni di alimentazione. È comunque possibile ottenere un valore estremamente elevato di questo parametro, tale da considerare il suo comportamento praticamente come se fosse ideale, per cui:

$$e^+ - e^- = \frac{e_0}{A} \approx 0 \rightarrow e^+ \approx e^- \quad (5.11)$$

Questa condizione di corto circuito virtuale ha come effetto che, non appena si instaura anche una piccola differenza di potenziale tra i morsetti d'ingresso, essa viene immediatamente amplificata ad un livello che non è dipendente dal valore della differenza tra le tensioni, ma dipende unicamente dal valore del suo segno.

Quando la tensione ai due morsetti è la medesima, allora le correnti che scorrono attraverso la resistenza R_f e alla capacità C_f sono nulle; in questo modo il circuito a monte dell'amplificatore è costituito dal solo amplificatore di carica che produce la corrente $i_a(t)$ quando rileva una variazione di pressione (Figura 5.10).

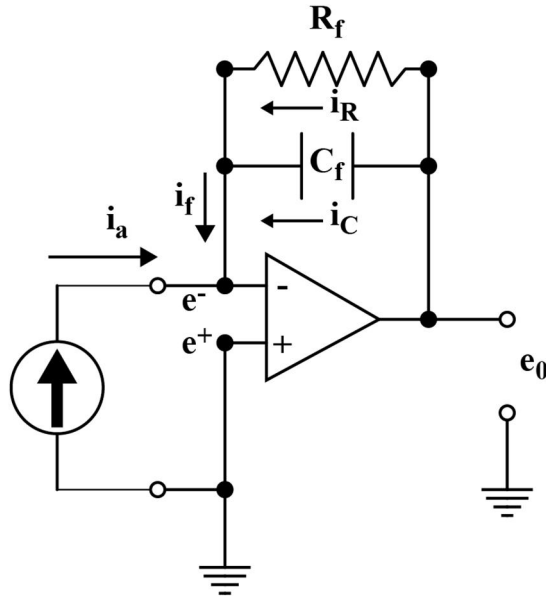


Figura 5.10 – Circuito ulteriormente semplificato della catena di misura associata al trasduttore di pressione piezoelettrico.

Ogni qualvolta che si genera una variazione di corrente all'ingresso dell'amplificatore operazionale, il circuito RC agisce in retroazione ristabilendo la condizione di cortocircuito virtuale, annullando quindi la differenza di tensione a capi dei morsetti, i quali quindi, risultano sempre in condizioni di equilibrio. Applicando la legge di Kirchoff al morsetto invertente, allora deve risultare:

$$i_a + i_f = 0 \rightarrow -i_a = i_f \quad (5.12)$$

La corrente i_f uscente dal circuito in retroazione può essere scomposta nella somma della corrente che scorre nella resistenza R_f e nel condensatore C_f , le quali possono essere espresse come:

$$e = \frac{1}{C} \int i(t) dt \rightarrow i_c = C_f \cdot \frac{de_0}{dt} \quad (5.13)$$

$$V = R \cdot i(t) \rightarrow i_R = \frac{e_0}{R_f}$$

Sostituendo quindi la (5.8) e le espressioni della (5.13) nella (5.12) si ottiene:

$$k_p \cdot \frac{dp(t)}{dt} = C_f \cdot \frac{de_0}{dt} + \frac{e_0}{R_f} \rightarrow \frac{dp(t)}{dt} = \frac{C_f}{k_p} \cdot \frac{de_0}{dt} + \frac{e_0}{k_p \cdot R_f} \quad (5.14)$$

Integrando quindi la (5.14) tra l'istante di tempo iniziale, posto per semplicità pari a 0, ed un generico istante τ , si ottiene:

$$\int_0^\tau \frac{dp(t)}{dt} dt = \int_0^\tau \frac{C_f}{k_p} \frac{de_0}{dt} dt + \int_0^\tau \frac{e_0}{k_p \cdot R_f} dt$$

$$\downarrow$$

$$p(\tau) - p(0) = \frac{C_f}{k_p} (e_0(\tau) - e_0(0)) + \frac{1}{k_p \cdot R_f} \int_0^\tau e_0(t) dt \quad (5.15)$$

Supponendo che il sistema parta da una condizione di quiete e quindi che $e_0(0)$ sia nullo, allora la (5.15) può essere scritta come:

$$p(\tau) = p(0) + \frac{C_f}{k_p} e_0(\tau) + \frac{1}{k_p \cdot R_f} \int_0^\tau e_0(t) dt \quad (5.16)$$

Il primo termine della (5.16) indica il termine a frequenza nulla, ovvero esso è la componente media del segnale di pressione, il secondo termine della (5.16) è legato al fattore di amplificazione della catena di misura e permette di convertire le unità elettriche in unità meccaniche, infine il terzo termine della (5.16) rappresenta una distorsione a bassa frequenza.

Poiché il segnale di pressione, fondamentalmente, è rappresentabile come una somma, teoricamente infinita, di funzioni armoniche sinusoidali, è lecito poter applicare la trasformata di Fourier alla (5.16), ottenendo quindi la risposta in frequenza del sistema:

$$\begin{aligned} x(t) = k = cost. & \xrightarrow{FT} X(j\omega) = 0 \\ x(t) = k \cdot f(t) & \xrightarrow{FT} X(j\omega) = k \cdot F(j\omega) \\ x(t) = k \cdot \int f(t) dt & \xrightarrow{FT} X(j\omega) = k \cdot \frac{F(j\omega)}{j\omega} \end{aligned}$$

$$P(j\omega) = \frac{C_f}{k_p} E_0(j\omega) + \frac{1}{k_p \cdot R_f \cdot j\omega} E_0(j\omega) = \frac{C_f \cdot R_f \cdot j\omega + 1}{k_p \cdot R_f \cdot j\omega} E_0(j\omega) \quad (5.17)$$

Invertendo quindi la (5.17) è possibile ottenere il legame tra la tensione e la pressione:

$$E_0(j\omega) = \frac{k_p \cdot R_f \cdot j\omega}{C_f \cdot R_f \cdot j\omega + 1} P(j\omega) = G(j\omega) \cdot P(j\omega) \quad (5.18)$$

La funzione di risposta in frequenza è esprimibile come il rapporto tra la trasformata di Fourier del segnale in uscita (tensione), rispetto a quella del segnale in ingresso (pressione):

$$G(j\omega) = \frac{E_0(j\omega)}{P(j\omega)} = \frac{k_p \cdot R_f \cdot j\omega}{C_f \cdot R_f \cdot j\omega + 1} = \frac{k_p}{C_f} \cdot \frac{R_f \cdot C_f \cdot j\omega}{R_f \cdot C_f \cdot j\omega + 1} \quad (5.19)$$

La funzione di trasferimento (5.19) ottenuta è quella tipica di un filtro passa alto con costante di tempo pari a $R_f \cdot C_f$, per cui la propria frequenza di taglio risulta uguale a:

$$f_T = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot R_f \cdot C_f} \quad (5.20)$$

Tale frequenza di taglio è caratteristica dell'amplificatore di carica e può essere fatta variare cambiando le proprie componenti interne, ovvero modificando la resistenza R_f e la capacità C_f .

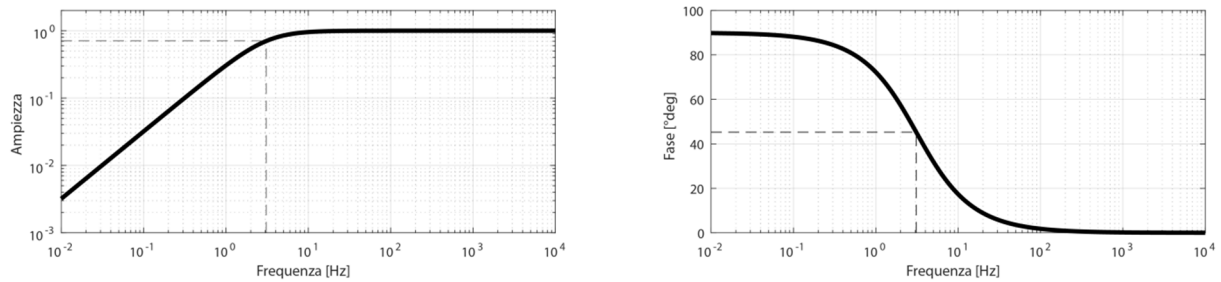


Figura 5.11 – Andamento caratteristico dell'ampiezza e della fase di un filtro passa-alto.

5.2 – Recupero della componente media

Il comportamento passa-alto dell'amplificatore di carica causa quindi la perdita della componente media del segnale di pressione, ovvero il primo termine della (5.16). Viene pertanto acquisito solamente il cambiamento di pressione nel cilindro e non il suo valore assoluto.

Per recuperare tale componente esistono diversi metodi, i quali principalmente si differenziano in termini di accuratezza e tempo necessario per il calcolo. Riuscire ad ottenere un recupero della componente il più preciso possibile è molto importante, infatti da essa discende l'accuratezza di tutte quelle grandezze che derivano dall'analisi del segnale di pressione.

Il metodo più semplice e rapido in assoluto è di natura empirica, esso consiste nell'andare a misurare la pressione p_{meas} del cilindro ad uno specifico riferimento angolare θ_{ref} , quindi si compensa il segnale in maniera tale che esso eguagli un certo valore di pressione di riferimento p_{fix} , determinato in precedenza:

$$\Delta p = p_{fix} - \frac{1}{N+1} \sum_{\theta=\theta_{ref}-\frac{N}{2}}^{\theta_{ref}+\frac{N}{2}} p_{meas}(\theta) \quad (5.21)$$

Per migliorare l'accuratezza del calcolo, il valore di pressione misurato non è solamente uno, ma viene mediato su un numero N di campioni acquisiti supposti, per semplicità, equamente distribuiti attorno al valore di riferimento angolare.

Il valore di pressione di riferimento p_{fix} può essere anch'esso determinato secondo vari criteri, il più semplice in assoluto è quello di assumerlo pari alla pressione ambiente, ovvero pari a ~ 1 bar; tale metodo può risultare quasi accettabile in motori ad aspirazione naturale, sprovvisti di valvola a farfalla. È chiaro quindi che questo criterio difficilmente riscontra delle applicazioni pratiche.

Alternativamente è possibile assumere come riferimento, il valore della pressione in corrispondenza del collettore di aspirazione quando il pistone si trova nei pressi del punto morto inferiore; questa soluzione risulta molto semplice e rapida da condurre ed offre risultati nettamente migliori rispetto alla prima metodologia precedentemente esposta.

Bisogna comunque precisare come l'accuratezza di questo metodo dipenda strettamente dalla qualità della misurazione della pressione nel condotto di aspirazione. Generalmente questa viene effettuata tramite un sensore piezoresistivo la cui sensibilità dipende dalla temperatura di esercizio.

Quest'ultimo metodo, per quanto possa essere preciso, valuta comunque la pressione in un punto esterno al cilindro, per cui non misura effettivamente la grandezza d'interesse. Per questo motivo è possibile definire un ulteriore metodo di calcolo di recupero della componente media.

Considerando la fase di compressione quando ancora la combustione non è avvenuta e le valvole risultano chiuse (trascurando le inevitabili perdite per *blow-by*), è possibile esprimere tale parte del ciclo indicato tramite la legge politropica (1.63). Questo metodo è del tutto simile a quanto già esposto nel *paragrafo 4.3.1*, ma in questo caso la metodologia di calcolo proposta viene applicata alla fase di compressione. Considerando quindi due angoli di riferimento θ_1 e θ_2 (e relative pressioni e volumi) è possibile scrivere:

$$\begin{aligned}
 p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n &\rightarrow (p_{meas\ 1} + \Delta p) \cdot V_1^n = (p_{meas\ 2} + \Delta p) \cdot V_2^n \\
 &\downarrow \\
 \Delta p = \frac{p_{meas\ 2} \cdot V_2^n - p_{meas\ 1} \cdot V_1^n}{V_1^n - V_2^n} & \qquad (5.22)
 \end{aligned}$$

Questo metodo rappresenta quello maggiormente impiegato perché contemporaneamente risulta sia sufficientemente rapido nel calcolo, che preciso. I maggiori errori derivanti

dall'impiego di esso, discendono principalmente dal fatto di assumere un coefficiente di politropica n costante nel dominio angolare di analisi, quando questo in realtà può risultare variabile.

Inoltre, tale metodo, può risultare soggetto ad errori derivanti dal rumore presente nel segnale, soprattutto in quei motori in cui l'effetto di chiusura delle valvole d'aspirazione risulta molto marcato.

Qualunque sia il metodo adottato per il recupero della componente media, una volta che essa è stata valutata, viene quindi sommata al segnale di pressione "grezzo" proveniente dall'amplificatore di carica:

$$p(\theta) = p_{meas}(\theta) + \Delta p \quad (5.23)$$

5.3 – Conversione riferimento angolare

La misurazione di grandezze dinamiche, ovvero tempo-varianti, per loro natura richiede una acquisizione in base tempo. Risulta invece evidente come la maggior parte delle grandezze caratteristiche di un motore siano riferite su base angolare.

L'acquisizione della posizione angolare del motore viene normalmente condotta utilizzando la ruota fonica presente di serie. Tale dispositivo presenta una sequenza di denti lungo la circonferenza esterna, i quali, muovendosi davanti ad un sensore in grado di rilevarne il passaggio, determinano la posizione relativa dell'albero motore.

È chiaro come, non disponendo di ruote foniche eccessivamente grandi e di una sufficiente risoluzione tra un dente ed il suo successivo, questi dispositivi presentino un numero limitato di denti e quindi una bassa risoluzione angolare. Questa può essere "accettata" su applicazioni a bordo veicolo, ma non in ambito di test nel quale viene richiesta una precisione dell'ordine dei decimi di grado; per questo motivo in sala prova viene adottato un metodo molto più preciso alla classica ruota fonica, ovvero un encoder ottico, il cui principio di funzionamento è del tutto simile alla precedente, ma in grado di garantire una precisione nettamente superiore (*Figura 5.12*).

Per attuare la conversione al dominio angolare, è necessario assegnare alla traccia di pressione acquisita un riferimento ben preciso della posizione del pistone durante la sua corsa. Il riferimento maggiormente utilizzato è il punto morto superiore.

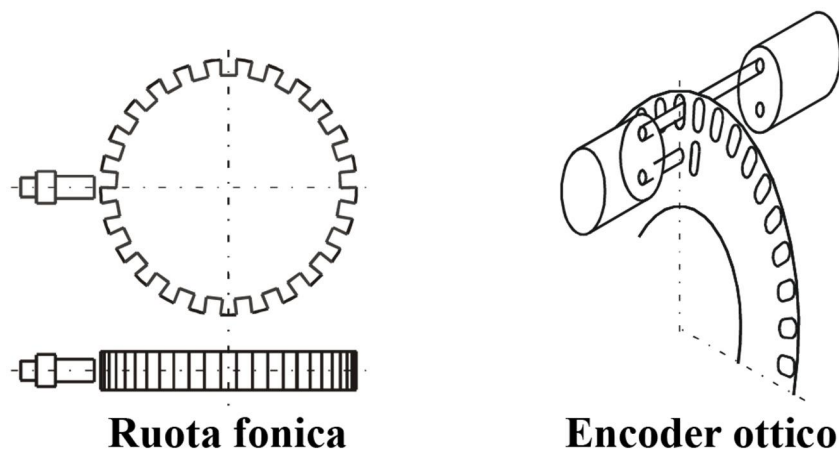


Figura 5.12 – Esempio di ruota fonica induttiva (a sinistra) e di encoder ottico (a destra).

Come nella circostanza della compensazione della componente media della pressione, anche in questo caso è possibile definire diversi metodi per la sua individuazione, classificabili secondo la difficoltà di esecuzione e accuratezza dei risultati ottenibili.

La tecnica più semplice di tutte è quella basata sull'impiego di comparatori meccanici posti a contatto con il pistone, quando questo raggiunge il punto morto superiore la distanza letta risulta essere minima. Questo metodo produce però dei risultati spesso non soddisfacenti: la precisione infatti non risulta elevata, poiché in prossimità del PMS a grandi variazioni angolari, corrispondono piccole differenze della corsa misurata, per cui risulta molto facile commettere degli errori nella lettura. Inoltre tale applicazione mal si adatta ad una realizzazione con velocità di rotazione anche non particolarmente elevate, infatti la struttura del motore non risulta mai perfettamente rigida, per cui possono essere presenti ulteriori errori dovuti alle deformazioni elastiche e ai giochi.

Un secondo metodo diretto per la valutazione della posizione del punto morto superiore è quello dell'utilizzo di un sensore capacitivo montato al posto della candela, o dell'iniettore se quest'ultimo è presente in camera. Esso si basa sul principio di funzionamento di un condensatore, in cui una delle due facce delle armature è costituita dal sensore, mentre l'altra dal pistone, pertanto la variazione di capacità misurata sarà inversamente proporzionale alla distanza tra il pistone e il sensore, quindi alla corsa che questo ha percorso.

In un motore a 4 tempi la determinazione della posizione del punto morto superiore con il metodo del sensore capacitivo può avvenire al termine della fase di compressione, oppure a quella di scarico. A causa delle minori perdite per attrito e minore pressione presente, quest'ultima dovrebbe venire preferita alla prima, in maniera tale da ottenere una migliore qualità del segnale. In realtà viene usualmente analizzata la fase di fine compressione perché in

quel caso non vi sono le valvole di scarico e/o di aspirazione aperte, le quali potrebbero influenzare la capacità presente tra sensore e cielo del pistone.

A causa dell'andamento piuttosto "piatto" del segnale in corrispondenza del PMS (per i motivi analoghi al metodo del comparatore meccanico) non conviene utilizzare, come riferimento, il valore massimo del segnale proveniente dal sensore capacitivo, bensì è meglio valutare l'ampiezza misurata a diversi angoli $\theta_{A1,2,\dots}$ sul ramo di "salita" verso il PMS e altrettanti su diversi angoli $\theta_{B1,2,\dots}$ sul ramo di "discesa" (Figura 5.13); si valutano pertanto a coppie i rispettivi punti di bisezione, quindi la posizione del punto morto superiore viene determinata mediando i valori ottenuti.

Il metodo sopra esposto garantisce un buon livello di accuratezza, ma risulta abbastanza "dispendioso" in termini di tempo e di costo (del sensore) per poter essere eseguito. In alternativa a questi metodi diretti di rilevazione della posizione del PMS, è possibile adottare dei criteri termodinamici, ovvero algoritmi di calcolo che, tramite l'analisi della pressione in camera misurata durante le fasi di compressione e/o di espansione permettono di determinare la posizione cercata.

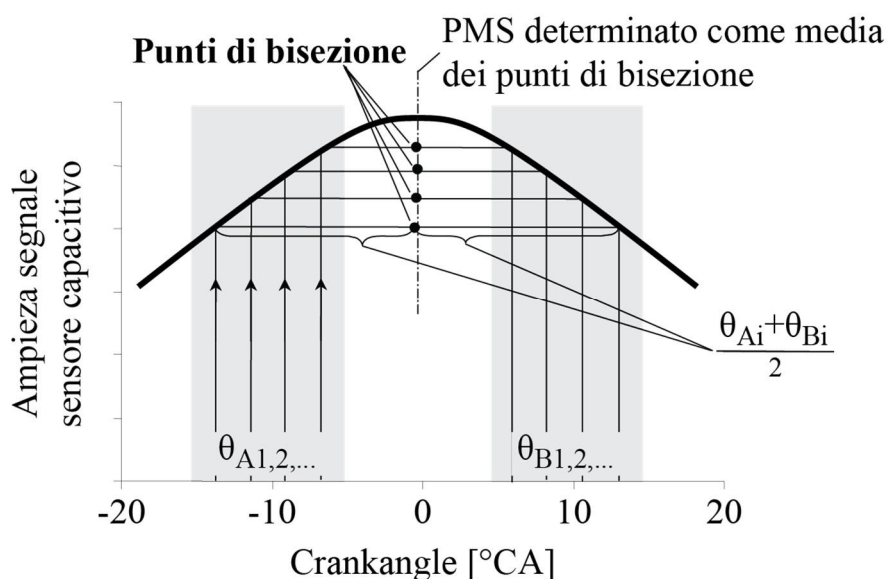


Figura 5.13 – Valutazione del punto morto superiore mediante tecnica della bisezione.

Anche in questo caso esistono diversi metodi indiretti, uno tra quelli maggiormente utilizzati è quello di analizzare la traccia di pressione acquisita durante dei cicli in "trascinato", ovvero a combustione inibita. Trascurando eventuali perdite di carica derivanti dall'inevitabile non perfetta tenuta tra le fasce ed il cilindro, la traccia di pressione misurata dovrebbe presentare il proprio valore massimo in corrispondenza del minimo volume, ovvero in concomitanza del punto morto superiore (prima Figura 5.14).

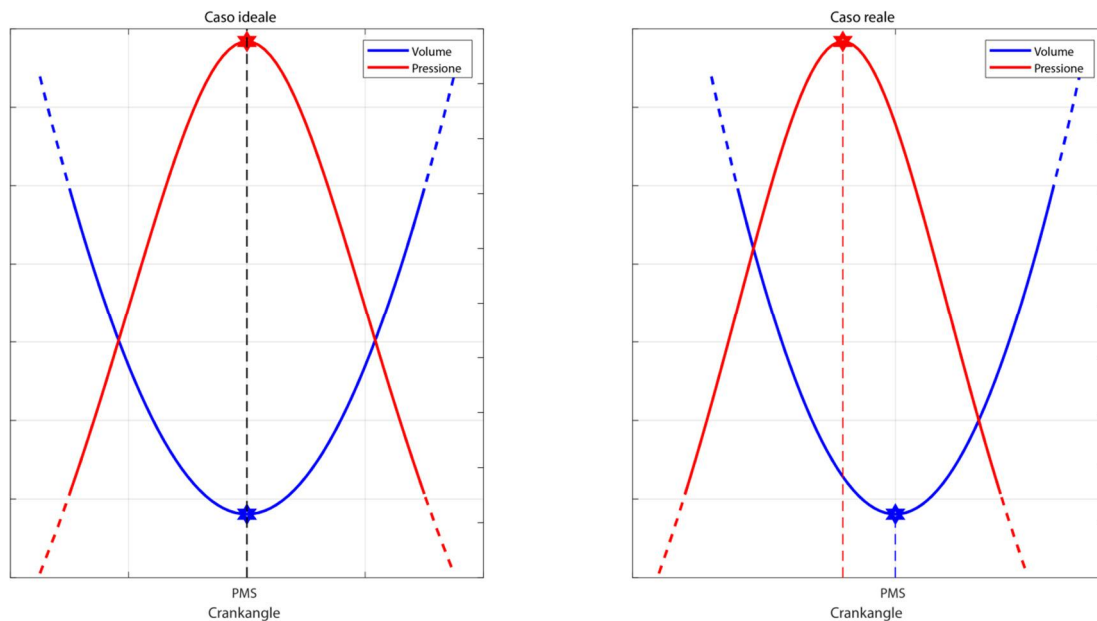


Figura 5.14 – Differenza di posizione del picco di pressione e valore minimo del volume tra caso ideale e caso reale.

Nel caso reale si riscontra come esista una certa differenza angolare $\Delta\theta$ tra il punto di picco della pressione e il minimo volume; tale differenza viene definita *loss angle*. Questo comportamento è dovuto agli scambi termici che avvengono tra il fluido e il cilindro durante la fase di compressione e dalle perdite di massa causate dal *blow-by*.

La temperatura del fluido compresso risulta infatti maggiore di quella delle pareti metalliche, di conseguenza si instaura uno scambio termico con conseguente raffreddamento della carica, causandone un abbassamento della temperatura e della pressione quando si trova in corrispondenza del PMS. Il valore del *loss angle* dipende generalmente dalla tipologia del motore e dal regime di rotazione, in genere presenta un andamento parabolico: ai regimi bassi c'è maggiore tempo per lo scambio termico a parete, mentre ai regimi più alti diventa preponderante la componente del *blow-by*; il suo valore può essere valutato mediante modelli termodinamici, come rappresentato in *Figura 5.15*.

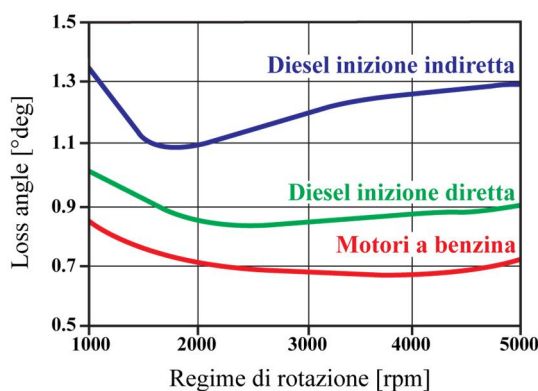


Figura 5.15 – Andamento del *loss-angle* in funzione della tipologia di motore e del regime di rotazione.

La corretta determinazione del punto morto superiore è molto importante, perché anche piccoli errori nella sua valutazione possono comportare variazioni percentuali anche molto rilevanti nelle grandezze derivanti dall'elaborazione del segnale di pressione.

A tale scopo si consideri la *Figura 5.16*, dove è rappresentato un esempio delle differenze nel calcolo del bilancio energetico in camera e della pressione media indicata al variare della posizione relativa del punto morto superiore.

Se la posizione del PMS viene valutata troppo in anticipo rispetto a quella reale è come se si traslasse il segnale della curva di pressione verso destra, questo significa considerare una pressione più bassa di quella effettiva durante la corsa di compressione e maggiore durante quella di espansione; conseguentemente il rilascio di energia risulta “prolungato” e quindi si ottiene un valore maggiore di energia convertita.

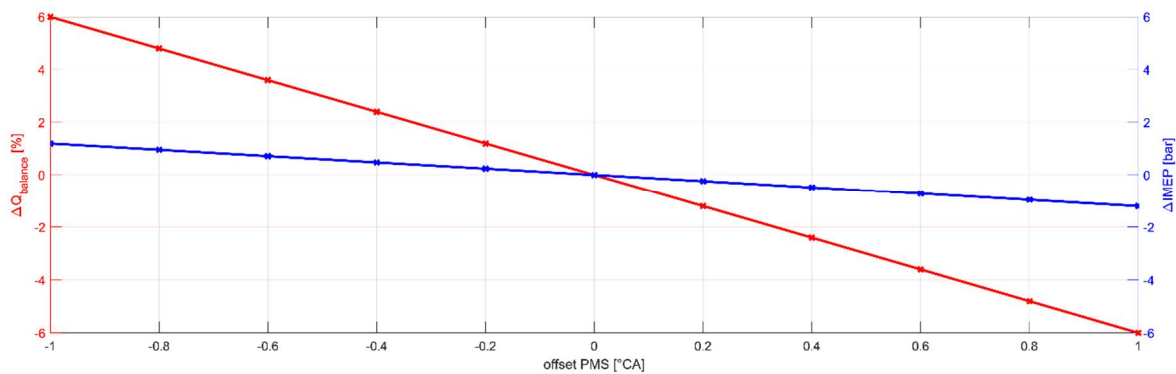


Figura 5.16 – Influenza della variazione della posizione del PMS sulle prestazioni calcolabili di un motore.

Questa traslazione verso destra della curva di pressione si traduce anche in un incremento del lavoro indicato e quindi un aumento della IMEP e una diminuzione delle perdite per attrito. Ovviamente risultati analoghi, ma opposti, si ottengono qualora si valuti la posizione del PMS in ritardo rispetto a quella effettiva.

5.4 – Errori nella misurazione del segnale di pressione

L'errore nel recupero della componente media o nella determinazione del punto morto superiore non sono gli unici che possono accadere durante l'analisi del segnale di pressione. La carica che si forma tra le facce dell'elemento piezoelettrico sensibile quando questo si deforma, è dell'ordine di qualche piko Coulomb, di conseguenza anche la tensione valutata ai capi dell'elemento sensibile risulta particolarmente bassa.

È facile quindi come grandezze così “piccole” vengano fortemente influenzate da fattori esterni, ovvero sia presente del rumore; inoltre, le dure condizioni di esercizio a cui è sottoposto il

sensori di pressione (elevato stress termomeccanico) possono causare delle imperfezioni nella lettura del segnale di pressione.

Le principali anomalie che possono verificarsi nell'acquisizione del segnale di pressione sono riportate in *Figura 5.16*; tra le principali è possibile citare:

- errori di misura:
 - a) rumore di tipo elettrico, dovuto dalla presenza di altri cavi e/o altri apparati elettronici vicini ai principali dispositivi della catena di misurazione della pressione;
 - b) scarsa risoluzione (quantizzazione) del convertitore analogico digitale;
 - c) rumore dovuto alla chiusura della valvola di aspirazione e/o di scarico;
 - g) effetto di carica della bobina della candela;
 - h) rumore elettrico dovuto allo scoccare della scintilla tra gli elettrodi della candela;
 - i) distorsione della componente a bassa frequenza;
 - j) shock termico, presente soprattutto dopo una detonazione molto intensa a causa dell'elevato scambio termico che questa provoca;
 - k) risonanza nel condotto di collegamento dove viene installato il sensore di pressione;
- errori nell'utilizzo del segnale misurato:
 - d) errore nella valutazione nel riferimento angolare;
 - e) errato coefficiente di guadagno per la conversione da unità elettriche ad unità meccaniche;
 - f) errore nella valutazione della legge di volume;
 - i) errore nel recupero della componente media della pressione.

Alcuni di questi errori, come l'errata quantizzazione, sono propri nel segnale stesso e non possono essere eliminati da esso; altri invece, come i rumori di natura elettrica o di risonanza nei condotti possono essere, almeno parzialmente, mitigati effettuando un accurato filtraggio del segnale, prima che questo venga utilizzato per la valutazione delle principali grandezze indicate del motore.

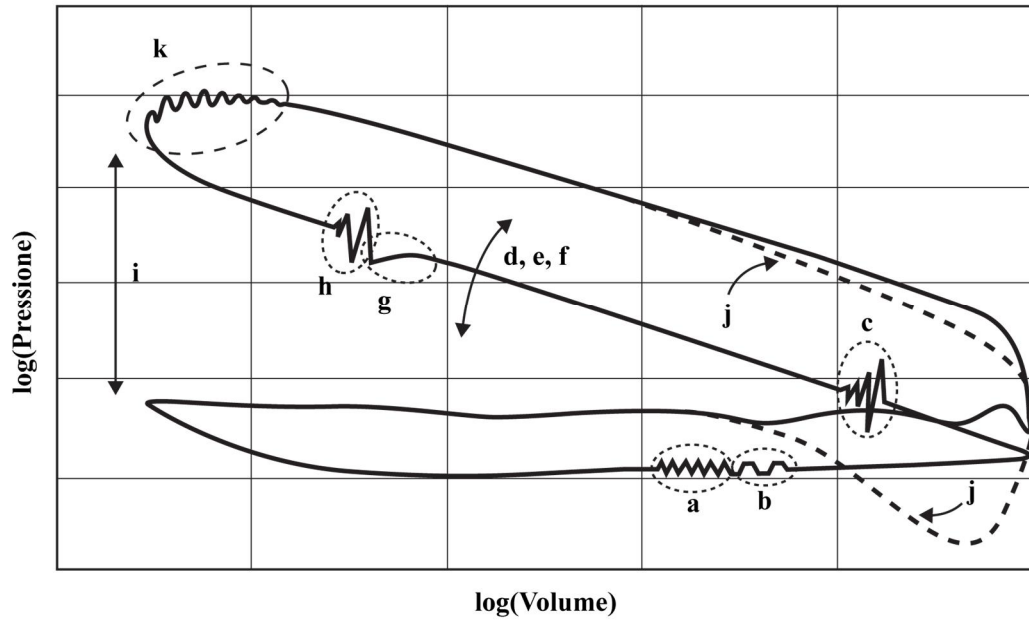


Figura 5.17 – Principali errori nell'acquisizione del segnale di pressione.

6 – Struttura generale del tool

L'interfaccia grafica utente, la quale è parte fondante di questo lavoro, è stata implementata utilizzando il software di calcolo numerico MATLAB® 9.4 (*Release 2018a*). Essa, definita più semplicemente *GUI* (*Graphical User Interface*), fornisce un controllo di tipo “punta e clicca”, eliminando la necessità di dovere digitare dei comandi per poterne eseguire l'applicazione.

Le *GUI* vengono implementate all'interno dell'ambiente MATLAB come oggetti di tipo figura; queste contengono a loro volta degli oggetti definiti *uicontrol objects*, ovvero una serie di controlli interattivi (campi editabili, barre o menù a scorrimento, caselle di spunta, ...) che permettono all'utente di interagire attivamente con essi tramite l'utilizzo di mouse e tastiera.

Da un punto di vista funzionale, una *GUI* rappresenta il *front-end* di un'applicazione, ovvero la parte visibile all'utilizzatore finale e con cui egli può interagire, che automatizza tutta una serie di attività e calcoli.

MATLAB permette fondamentalmente due metodi per la realizzazione di una *GUI*: una creazione interattiva e una invece programmatica; la prima sfrutta l'ambiente di sviluppo GUIDE dove vengono forniti gli strumenti per la progettazione di interfacce utente destinate all'impegno in applicazioni.

Questo ambiente permette di progettare per via grafica tramite una programmazione *drag-and-drop* ad oggetti, la propria *GUI*; successivamente viene generato in automatico il codice in linguaggio MATLAB per la realizzazione effettiva dell'interfaccia utente, il quale può essere modificato per programmare il comportamento di pulsanti, cursori, popup menù e altro.

Il secondo metodo prevede invece di definire, tramite la stesura “manuale” del codice, i principali componenti e rispettive proprietà ed interazioni di tutti gli elementi grafici.

Nonostante il primo di queste due tecniche possa sembrare più “intuitivo” e rapido nella realizzazione, ho preferito, in modo da avere un maggiore controllo e flessibilità nella progettazione delle *GUI*, adottare la seconda metodologia di programmazione; per cui generalmente tutte le *function* del tool sono strutturate in maniere tale che:

1. la prima parte del codice è relativa alla generazione dell'interfaccia utente;

2. nella seconda parte sono riportate le azioni di “risposta” (*callbacks*) di quando l’utente interagisce con in comandi;
3. nella terza parte sono presenti le *function* usate per l’elaborazione dei calcoli necessari per la visualizzazione a video dei risultati.

6.1 – Interfaccia grafica principale

Per avviare il tool è anzitutto necessario eseguire la function *launcher.m*, questa prima controlla l’esistenza nella *directory* di lavoro di tre cartelle fondamentali per la corretta esecuzione del tool:

1. **‘Codici e GUI’**: contiene tutti i codici necessari alla corretta e completa esecuzione del tool, eventuali future funzioni possono essere salvate all’interno di questa cartella;
2. **‘Altri’**: è contenuta nella cartella precedente e comprende *function* utili alla visualizzazione grafica dei risultati, molte di queste sono state scaricate liberamente dal portale *File Exchange* messo a disposizione dalla stessa *MathWorks*;
3. **‘Engine geometry GUI’**: contiene i dati relativi alla geometria del motore.

Successivamente, se non vengono riscontrati errori in questa prima fase di controllo, viene eseguita la *function* relativa alla creazione dell’interfaccia grafica principale. Questa si presenta a video come mostrato in *Figura 6.1*.

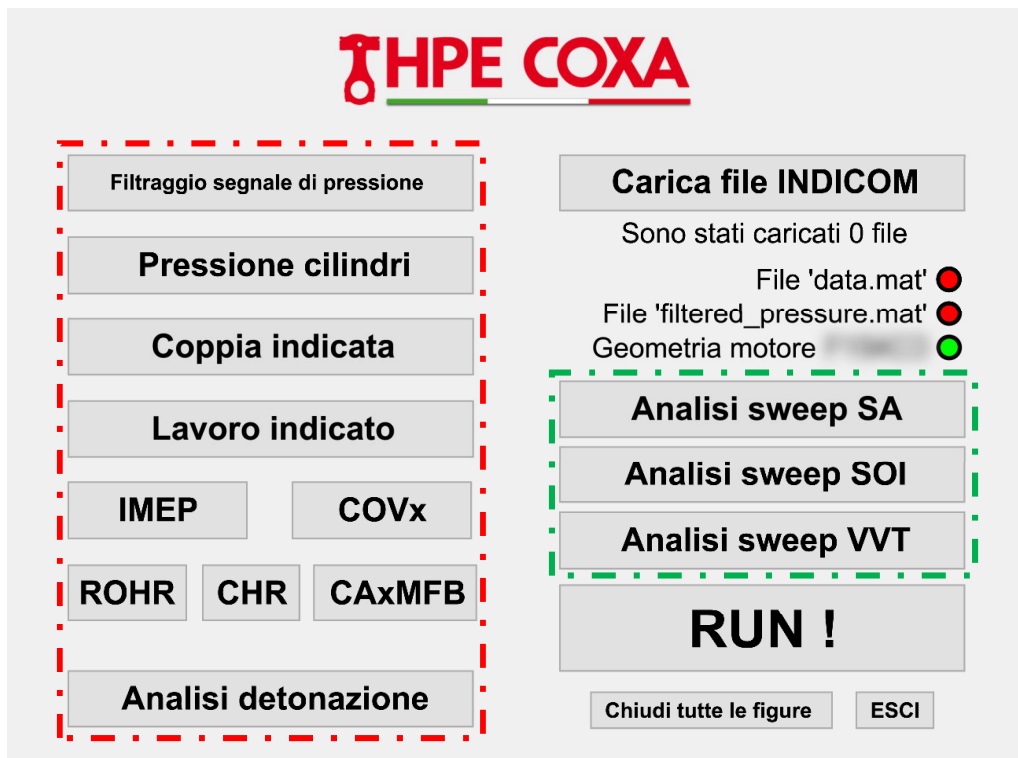


Figura 6.1 – Interfaccia utente principale.

Fondamentalmente essa può essere distinta in due parti:

1. la prima (evidenziata con il tratteggio in rosso) è relativa ad un'analisi delle grandezze indicate riferite ai singoli cicli acquisiti, essa può essere utile quando si vuole indagare con esattezza un singolo punto motore;
2. la seconda (evidenziata con il tratteggio in verde) è invece relativa ad una analisi "avanzata", utile per comprendere l'evoluzione delle prestazioni medie del motore al variare di alcuni dei principali parametri di attuazione, come la fasatura delle valvole di aspirazione e di scarico, l'inizio dell'iniezione di combustibile e l'anticipo di accensione.

È anzitutto necessario premettere come i dati delle tracce di pressione siano ottenuti mediante il sistema di acquisizione *IndiCom*, pertanto essi si presentano in formato proprietario *AVL*; si rende quindi necessario dover convertire tale formato in uno che possa essere letto ed importato all'interno dell'ambiente *MATLAB*.

A tale scopo viene utilizzato un eseguibile denominato *CATool* (liberamente scaricabile presso il sito dello sviluppatore: <https://www.catool.org/>), il quale consente di convertire i file proprietari in una variabile di tipo *structure* contenente tutti i relativi dati di pressione ed eventuali informazioni aggiuntive che erano state originariamente esportate, come *IMEP*, coefficiente di politropica di compressione ed espansione angoli di combustione, indici di detonazione, ecc.

Le tracce di pressione in realtà non sono "completamente" grezze, infatti presentano già un primo step di trattamento del segnale come la conversione da unità elettriche a meccaniche, recupero della componente media (mediante la tecnica della politropica di compressione esposta nel *paragrafo 5.2*), conversione nel dominio angolare e suddivisione nei singoli cicli acquisiti.

Le grandezze *angle-based*, come le tracce di pressione, si presentano in forma di matrici, in cui le colonne rappresentano il ciclo di riferimento, mentre le righe sono il valore numerico della grandezza ad un certo angolo di manovella.

Le grandezze *cycle-based*, come la *IMEP*, gli angoli di combustione o gli indici di detonazione, si presentano invece come dei vettori, la cui posizione di ciascun elemento si riferisce al rispettivo ciclo.

6.1.1 – Caricamento file

Iniziando dalla prima parte, la prima operazione da svolgere, è quella di caricare i dati relativi alla prova richiesta. Se si tratta di una prova “nuova”, bisogna allora cliccare sul pulsante ‘*Carica file INDICOM*’ dell’interfaccia principale, quindi selezionare le acquisizioni d’interesse ed attendere che queste vengano convertiti in variabili *structure* come spiegato in precedenza.

Al termine dell’elaborazione viene chiesto all’utente se voler salvare i dati convertiti o meno; nel caso di salvataggio dei risultati, e questo procedimento è valido ogni qualvolta che viene salvata una variabile, viene creata, se non presente, una cartella nella directory di lavoro denominata ‘*Risultati salvati*’. Al suo interno, a sua volta, viene generata, sempre se non presente, una sottocartella nel quale andare a salvare la variabile in oggetto.

Il nome di questa sottocartella viene composto in automatico sulla base dei file *IndiCom* di partenza, questi infatti presentano tutti, per motivi di semplicità ed organizzazione dei file, una “logica” nel nome comune del tipo:

(data di salvataggio della prova)_(nome del motore)_(versione/delibera motore)_(tipologia di prova)_(indice progressivo delle prove acquisite)

Ad esempio:

170818_████████_████████_CdP_ID1049_INDI.001

- ‘170818’ rappresenta la data, in formato sintetico di anno-mese-giorno, di acquisizione della prova (in questo caso 18 Agosto 2017);
- ‘████████’ è il nome dalla famiglia del motore analizzato;
- ‘████████’ è la versione del motore;
- ‘CdP’ è la tipologia di prova eseguita (in questo caso una curva di potenza);
- ‘ID1049_INDI.001’ è l’identificativo proprietario, creato dal sistema *PUMA + IndiCom* per la classificazione delle prove; il numero dopo ‘ID’ è assegnato da *PUMA* come codice della memorizzazione effettuata (classifica globalmente la prova), mentre il numero che di fatto costituisce l’estensione del file (in questo caso ‘.001’) è detto *AVL independent time* e viene assegnato dal sistema *IndiCom* per classificare localmente la prova acquisita.

Nome del motore:

Numero di cilindri:

Ordine di accensione:

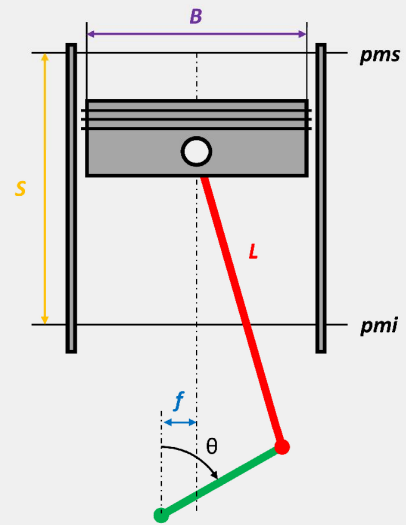
Alesaggio pistone (B): [mm]

Corsa pistone (S): [mm]

Lunghezza biella (L): [mm]

Offset (f): [mm]

Rapporto di compressione:



Genera file 'Engine_geometry.mat

GENERATE!

Visualizza funzione di volume

Figura 6.2 – Interfaccia grafica per l’inserimento dei parametri della geometria del motore.

I dati da dover inserire sono:

- denominazione del motore;
- numero dei cilindri;
- ordine di accensione, necessario per la corretta determinazione della coppia indicata media, il numero del cilindro inserito deve essere intervallato dal successivo tramite il simbolo ‘-’;
- alesaggio del pistone espresso in millimetri;
- corsa del pistone espressa in millimetri, da essa viene ricavata la lunghezza del raggio di manovella;
- lunghezza di biella espressa in millimetri;
- offset inferiore del motore espresso in millimetri;
- rapporto di compressione.

Premendo sul pulsante ‘*GENERATE*’ viene prima condotto un controllo di plausibilità dei valori inseriti (non devono essere presenti valori negativi o caratteri nelle grandezze geometriche, viene verificato che l’ordine di accensione non contenga cilindri ripetuti, ecc.),

quindi se non sussistono errori vengono generate e salvate due variabili: la prima denominata *'Engine_geometry_(nome motore).mat'*, mentre la seconda *'Last_Engine_geometry.mat'*.

Ovviamente queste due variabili contengono le medesime informazioni, ma la seconda viene sovrascritta ogni volta che si inserisce una nuova geometria del motore e viene autonomamente caricata all'avvio del tool. Nel *workspace* base viene assegnata la variabile *engine_geometry* contenente i valori appena inseriti.

Nel caso fosse d'interesse, premendo sul pulsante *'Visualizza funzione di volume'* viene mostrato un grafico riportante l'andamento della cilindra unitaria del motore, espressa in centimetri cubici, al variare dell'angolo di manovella.

6.2 – Filtraggio del segnale di pressione

Una volta che è sono stati caricati correttamente i dati *IndiCom* e i parametri geometrici del motore, si può proseguire con il filtraggio del segnale di pressione. Tale operazione non è strettamente necessaria per il corretto funzionamento del tool, ma risulta caldamente consigliata, infatti, le diverse tracce di pressione possono presentare, soprattutto nella parte iniziale del ciclo (aspirazione ed inizio compressione) e finale (scarico), una importante componente di rumore elettrico ad elevata frequenza (*Figura 6.3*).

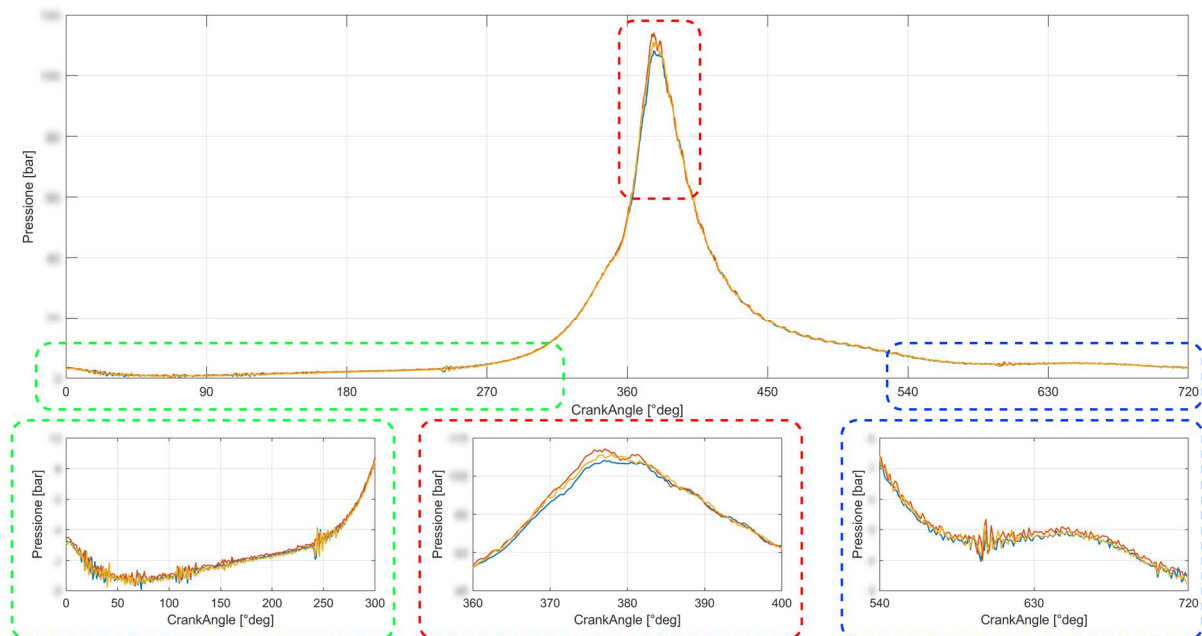


Figura 6.3 – Esempio di rumore presente in tre cicli diversi (7000 rpm).

Inoltre, poiché generalmente il sensore di pressione non viene installato direttamente affacciato in camera di combustione, ma all'interno di un piccolo condotto ricavato nella testa del motore,

può generarsi una oscillazione nella parte ad alta pressione (ovvero in quella che racchiude il maggiore contenuto informativo) che può rendere imprecisi i successivi calcoli delle grandezze indicate.

Tale condotto si comporta di fatto come un risonatore di Helmholtz in cui quando il fluido viene forzato ad attraversare la cavità presente, la pressione all'interno di questa aumenta; una volta che la forzante esterna cala d'intensità, oppure all'interno si raggiunge un valore di pressione maggiore di quella esterna, il fluido tende nuovamente a fuoriuscire dallo stesso punto in cui era entrato, generando quindi l'oscillazione che viene registrata dal sensore.

È possibile ricavare la frequenza propria del risuonatore ricorrendo ad un semplice modello di oscillatore armonico; per quelli a collo cilindrico la frequenza di risonanza è esprimibile come:

$$f_{Helmholtz} = \frac{c_s}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{A}{V \cdot L}}$$

Dove c_s è la velocità nel suono del fluido, dipendente quindi dalla sua natura e dalla temperatura d'esercizio, A e L sono rispettivamente la sezione trasversale e la lunghezza del condotto, mentre V è il volume della camera di combustione.

Solitamente il valore della sezione di passaggio è dettata dalla tipologia di sensore impiegato, mentre il volume dipende dal motore usato; è chiaro quindi che l'unico parametro su cui è possibile "intervenire" è la lunghezza del collegamento: tanto più questa è elevata e minore risulta il valore della rispettiva frequenza naturale e quindi maggiori sono i rischi di risonanza; ovviamente avviene invece il contrario nel caso di dimensioni ridotte. Le oscillazioni presentate ampiezze via via maggiori con l'aumentare del regime di rotazione perché, come è stato spiegato nel *paragrafo 4.5.2*, la combustione diventa sempre più impulsiva, andando per cui a stimolare la frequenza propria del condotto.

Osservando *Figura 6.4* si può notare come nelle grandezze valutate sull'intero ciclo, come la pressione media (di conseguenza anche la IMEP), non sussistono differenze significative tra quella calcolata con il segnale grezzo di pressione e quello filtrato. Per grandezze *angle-based* come il ROHR o il CHR si possono invece constatare differenze significative.

Ricordando la (4.20), il rilascio di calore, nella sua forma più semplice di modello zero-dimensionale, è definito come la somma di due termini differenziali; tali operazioni nella implementazione numerica non vengono ovviamente svolte in un dominio continuo, ma

discreto, ovvero l'operatore differenziale si traduce in un differenza finita tra due valori discreti consecutivi diviso il passo tra i due campioni.

Questo implica che, se la differenza tra due acquisizioni successive è elevata a causa del contributo del rumore che distorce il segnale, il valore calcolato della derivata numerica può assumere valori molto differenti tra un punto ed un altro, anche se nella realtà questi dovrebbero essere molto simili tra di loro. Tale effetto si può ben notare sul ROHR e quindi anche sul calcolo del CHR, ovvero sulla valutazione degli angoli di combustione.

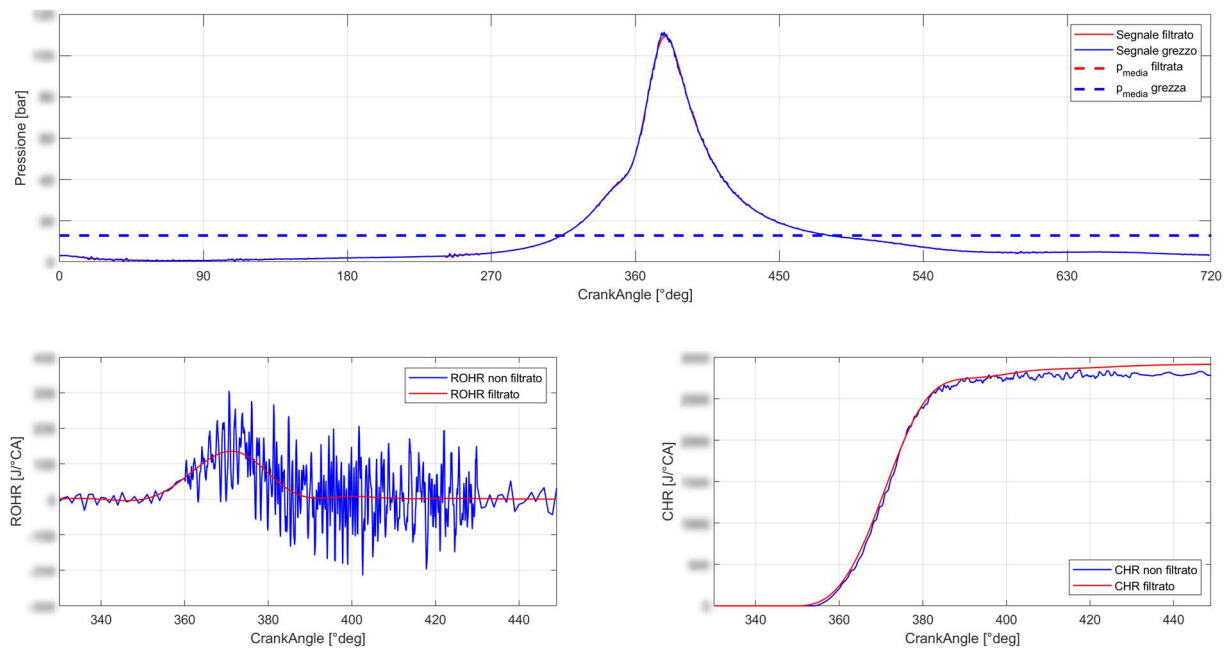


Figura 6.4 – Confronto tra alcune grandezze indicate ottenute dal segnale filtrato e non.

Il sistema *IndiCom*, per valutare tali grandezze indicate, per motivi legati alla rapidità di calcolo ed immediatezza dei risultati, non sfrutta un filtraggio passa-basso del segnale, bensì utilizza una media mobile sui campioni acquisiti. Tale operazione, simile ad una di *smoothing*, fornisce risultati “accettabili” se considerati in un contesto *real time*, in cui la necessità di avere una rapida elaborazione del segnale è un requisito fondamentale; in una analisi invece di tipo *offline*, come quella eseguita da questo tool, è bene invece eseguire un filtraggio vero e proprio del segnale per eliminare la componente di rumore ad alta frequenza.

Per aprire l'interfaccia grafica relativa al filtraggio del segnale di pressione bisogna premere il pulsante ***Filtraggio segnale di pressione*** presente nell'interfaccia principale; l'interfaccia utente generata è quella di *Figura 6.5*.

Nella parte inferiore dell'interfaccia è presente una *slide bar* utilizzabile per la selezione del ciclo da mostrare a video, si tratta di un'alternativa alla selezione mediante l'apposito menù a

tendina; superiormente ad essa, è posto anche un menù per modificare la visualizzazione della traccia di pressione, è infatti possibile scegliere tra:

1. una visualizzazione in base angolo ($\theta-p$);
2. una visualizzazione al variare del volume in scala doppio logaritmica ($\log(V)-\log(p)$);
3. una visualizzazione al variare del volume in scala normale ($V-p$);

Infine, solamente quando è scelta la visualizzazione in base angolo, è presente un ultimo menù a tendina per cambiare i valori mostrati sull'asse delle ascisse, scegliendo rispettivamente tra:

1. $0 \div 720$ [°deg], quindi valori riferiti all'intero ciclo motore;
2. $-360 \div 360$ [°deg], ovvero valori baricentrati rispetto al punto morto superiore al termine della fase di compressione.

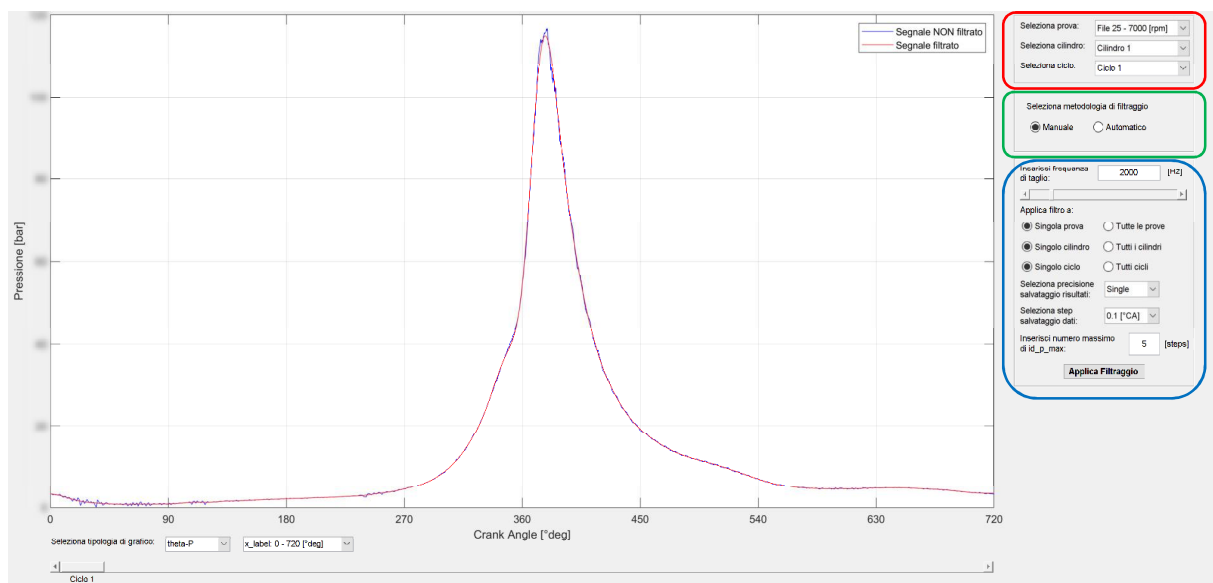


Figura 6.5 – Interfaccia utente per il filtraggio del segnale.

6.2.1 – Modalità di filtraggio

Per eseguire il filtraggio passa basso del segnale di pressione al fine di eliminare le indesiderate componenti di rumore ad alta frequenza, è possibile scegliere, nell'apposito menù, tra due modalità, una denominata “manuale” e l'altra “automatica”.

Nel primo caso, osservando la prima *Figura 6.6*, l'utente può inserire manualmente la frequenza di taglio del filtro passa basso, digitandone il valore numerico espresso in Hz nell'apposita casella di testo editabile, oppure tramite l'utilizzo della *slide bar* posta al di sotto di essa. Al variare di tale frequenza di taglio viene immediatamente mostrata a video un'anteprima del segnale filtrato (segnale in rosso di *Figura 6.5*) confrontandolo con quello originale (segnale in blu di *Figura 6.5*).

The image displays two side-by-side screenshots of a software interface for selecting filtering methodology. Both screenshots have a title bar that reads "Selezione metodologia di filtraggio".

Left Screenshot (Manuale mode):

- At the top, there are two radio buttons: "Manuale" (selected) and "Automatico".
- Below, there is a text input field "Inserisci frequenza di taglio:" with the value "2000" and "[Hz]" next to it.
- Underneath is a horizontal slider control.
- The section "Applica filtro a:" contains three groups of radio buttons:
 - Group 1: "Singola prova" (selected) and "Tutte le prove".
 - Group 2: "Singolo cilindro" (selected) and "Tutti i cilindri".
 - Group 3: "Singolo ciclo" (selected) and "Tutti i cicli".
- Below that is a dropdown menu "Seleziona precisione salvataggio risultati:" set to "Single".
- Another dropdown menu "Seleziona step salvataggio dati:" is set to "0.1 [°CA]".
- A text input field "Inserisci numero massimo di id_p_max:" has the value "5" and "[steps]" next to it.
- At the bottom is a button labeled "Applica Filtraggio".

Right Screenshot (Automatico mode):

- At the top, there are two radio buttons: "Manuale" and "Automatico" (selected).
- The section "Applica filtraggio a:" contains three groups of radio buttons:
 - Group 1: "Singola prova" (selected) and "Tutte le prove".
 - Group 2: "Singolo cilindro" (selected) and "Tutti i cilindri".
 - Group 3: "Singolo ciclo" (selected) and "Tutti i cicli".
- Below that is a text input field "Inserisci frequenza di taglio minima:" with the value "0" and "[Hz]" next to it.
- Another text input field "Inserisci frequenza di taglio massima:" has the value "10000" and "[Hz]" next to it.
- A text input field "Inserisci step di ricerca frequenza di taglio:" has the value "100" and "[Hz]" next to it.
- A text input field "Inserisci tolleranza IMEP:" has the value "1e-5" and "[bar]" next to it.
- A text input field "Inserisci tolleranza % Pmax:" has the value "2" and "[%]" next to it.
- Below that is a dropdown menu "Seleziona precisione salvataggio risultati:" set to "Single".
- Another dropdown menu "Seleziona step salvataggio dati:" is set to "0.1 [°CA]".
- A text input field "Inserisci numero massimo di id_p_max:" has the value "5" and "[steps]" next to it.
- At the bottom is a button labeled "Applica Filtraggio".

Figura 6.6 – Particolare ingrandito del menù di selezione dei parametri del filtraggio “manuale” (a sinistra) e automatico (a destra).

Tramite gli appositi *radio button* è possibile decidere la modalità di applicazione del filtraggio, ovvero se applicarlo alla singola prova selezionata alternativamente a tutte, al singolo cilindro scelto o a tutti ed infine se al singolo ciclo visualizzato oppure tutti.

L'utilizzo di questa modalità di filtraggio è pensata per velocizzare l'esecuzione del codice, oppure per una applicazione “mirata” ad un numero limitato di cicli, solitamente quelli appartenenti ad un medesimo regime di rotazione perché, ricordando quanto già espresso nel *paragrafo 4.5.2*, il contenuto energetico del segnale di pressione varia al variare della velocità di rotazione del motore, per cui ai regimi più elevati è necessario attuare un filtraggio passa basso con frequenza di taglio più alta di quanto invece non sia possibile fare ai regimi più bassi.

Proprio per questo motivo è pensata la modalità di filtraggio denominata “automatica”; osservando la seconda *Figura 6.6*, anche in questo caso è possibile decidere, tramite gli appositi *radio button*, le modalità di applicazione di tale filtraggio.

L'utente può determinare gli estremi del range di ricerca della frequenza ottimale di taglio e il rispettivo step di ricerca. Il criterio di ricerca della frequenza di taglio ottimale è basato sulla stabilizzazione della IMEP del rispettivo ciclo.

È stato scelto questo criterio perché, non solo risulta di più semplice implementazione rispetto ad altri provati, ma anche perché riferendosi alla parte “alta” del ciclo, ovvero quella che presenta il maggiore contenuto di informazioni relative allo sviluppo della combustione, una stabilizzazione del suo valore è indice dell’ottenimento di un segnale sufficientemente “pulito” dall’influenza del rumore esterno. Un ulteriore controllo viene eseguito anche sul valore massimo di pressione del ciclo filtrato, il quale non deve differire di un certo valore percentuale rispetto al valore del segnale grezzo.

La “ricerca” della frequenza di taglio ottimale avviene tramite un ciclo *for*, il quale incrementa il valore iniziale della frequenza di taglio del valore impostato dall’utente ad ogni iterazione fintanto che non vengono raggiunte contemporaneamente le due condizioni espresse in precedenza, oppure viene raggiunto il valore massimo impostato. La definizione dei due parametri di ricerca può essere eseguita mediante le apposite caselle di testo editabile. Osservando *Figura 6.7* è possibile notare le “fasi” di filtraggio del segnale al variare della frequenza di taglio.

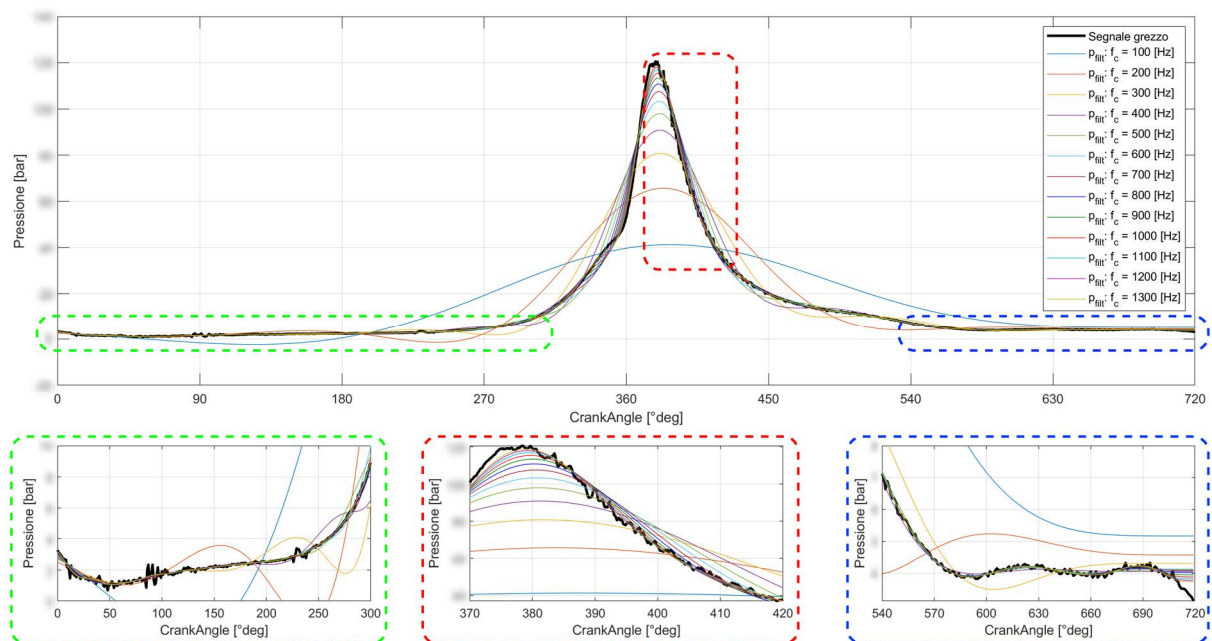


Figura 6.7 – Successione di cicli di pressione filtrati passa-basso secondo diverse frequenze di taglio in ordine crescente, fintanto che non si raggiunge la stabilizzazione del valore della IMEP tra un ciclo ed il suo precedente.

Al termine di questa operazione viene chiesto all’utente se salvare le grandezze elaborate o meno; in caso affermativo viene memorizzata la variabile ‘*filtered_pressure.mat*’ secondo la logica presentata per il salvataggio dei file *IndiCom* nel *paragrafo 6.1.1*.

I dati possono essere salvati definendo, tramite gli appositi menù a tendina, la precisione macchina tra singola e doppia e la distanza angolare tra due campioni successivi, ovvero 1 °CA,

0.5 °CA o 0.1 °CA. I dati originali presentano una discretizzazione non uniforme, generalmente risultano definiti con un passo di 0.1 °CA in un finestra angolare ristretta attorno al PMS (360÷430 °CA), mentre di 1 °CA altrove, in modo da rendere meno “pesante” l’output finale.

Questa scelta di discretizzazione di salvataggio può però portare ad alcune difficoltà nella successiva fase di elaborazione dei dati, come ad esempio per la IMEP che deve essere valutata non più come una media “semplice” della pressione lungo il ciclo diviso la cilindrata unitaria, ma come una media pesata in base allo step angolare. Per evitare problemi di questo genere che potrebbero portare ad errori di calcolo numerico, ho scelto di rendere costante il “passo” di salvataggio dei risultati.

Osservando la *Figura 6.8* si può ben notare come, al variare del passo angolare di salvataggio della traccia di pressione filtrata, in realtà non sussistano reali grosse differenze, per questo motivo, quando la mole di dati da dover processare è molto elevata (come nell’elaborazione degli *sweep* nella parte delle analisi “avanzate”) è sufficiente utilizzare la risoluzione di salvataggio più bassa al fine di ridurre le dimensioni del file finale (che può raggiungere dimensioni anche di diversi gigabyte).

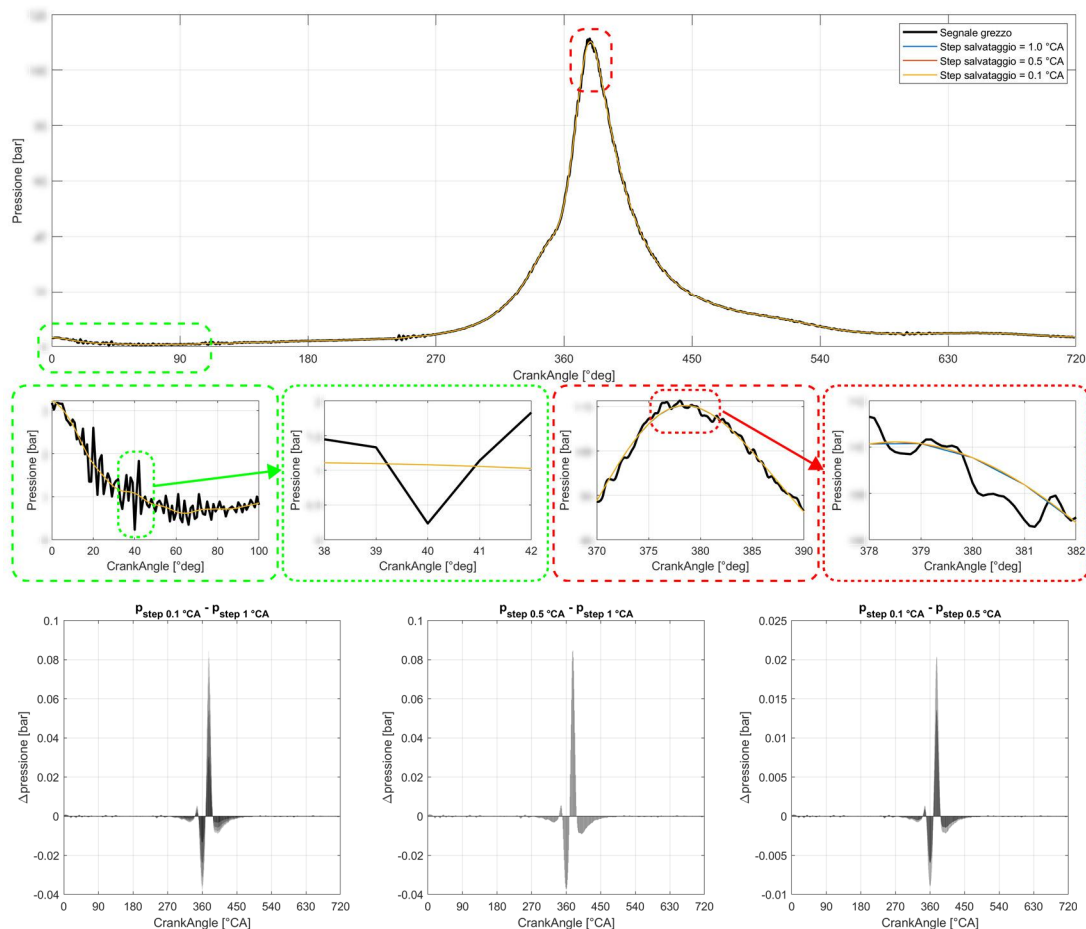


Figura 6.8 – Confronto della medesima traccia di pressione filtrata e salvata con diversi step angolari (in alto) ed errore presente tra i diversi step di salvataggio (in basso).

6.2.2 – Riconoscimento cicli “anomali”

La parte del tool relativa al filtraggio del segnale di pressione appena descritta in realtà esegue anche un’altra funzionalità. Può accadere infatti che il segnale grezzo acquisito risulti saturato, poiché il circuito di misura non può produrre in uscita più energia di quanta non riceva dall’alimentazione.

Osservando le tracce di pressione riportate in *Figura 6.9*, si può notare chiaramente come quelle saturate non presentino più significato fisico, quindi devono essere eliminate affinché non corrompano negativamente le successive grandezze indicate che verranno calcolate.

Tali cicli “anomali” vengono identificati osservando il numero di campioni uguali al valor massimo del segnale; teoricamente questo valore dovrebbe corrispondere ad un unico campione acquisito.

Bisogna comunque ricordare che nella zona nell’intorno del PMS i dati provenienti dal sistema *IndiCom* sono memorizzati con una densità molto elevata, può pertanto accadere che in realtà vi siano un numero limitato di campioni (2-3) che possono presentare lo stesso valore prossimo a quello massimo (e quindi in realtà la traccia di pressione risulta compatibile con quella di un ciclo “normale”).

Per rendere quindi meno “invasivo” un controllo di questo genere, che potrebbe escludere inutilmente la maggioranza dei campioni acquisiti, l’utente può inserire nell’apposita casella di testo editabile, sia per il filtraggio di tipo manuale che quello automatico, il numero limite di punti che possono essere uguali al valore massimo dopo il quale il ciclo viene considerato saturato.

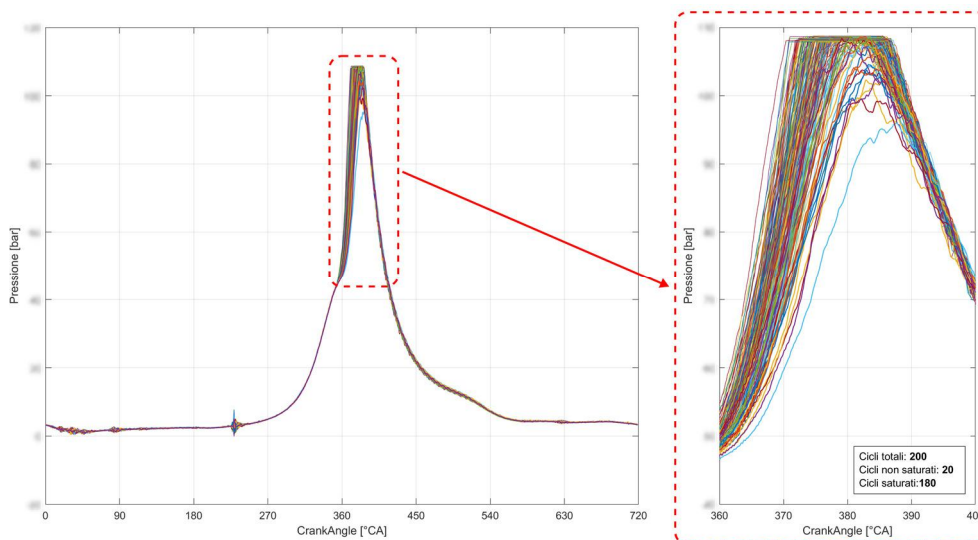


Figura 6.9 – Esempio di cicli acquisiti in cui la maggioranza risultano essere saturati.

Un'altra anomalia che può essere rilevata è il *misfire*, ovvero la mancata accensione della miscela nel cilindro (Figura 6.10). Questa irregolarità può essere causata da: assenza della scintilla di accensione, errata dosatura del combustibile, scarsa compressione oppure da un eccessivo ritardo di accensione.

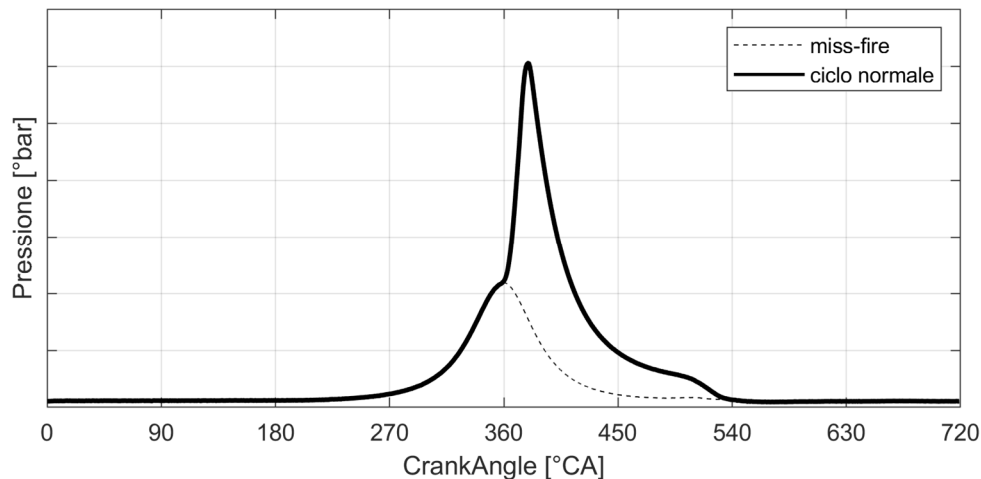


Figura 6.10 – Confronto tra un ciclo valutato normale ed uno considerato invece misfire.

Qualunque sia la causa, è possibile diagnosticare questa anomalia dall'analisi della traccia di pressione, in particolare dalla valutazione della IMEP; infatti questa deve risultare negativa in quanto lungo tutto il ciclo non viene compiuto lavoro utile poiché il fluido operatore, a causa delle irreversibilità presenti, non si comportata idealmente come una molla a gas.

In realtà, avendo svolto l'analisi su di un motore turbocompresso, può comunque risultare che, in particolari condizioni di funzionamento, la IMEP sia di pochissimo positiva pur non essendo avvenuta correttamente la combustione. Questo è giustificabile in ragion del fatto che, proprio perché si tratta di un motore turbo, la parte di aspirazione iniziale del ciclo produce lavoro utile dato dalla spinta del gas compresso dalla turbina sul cielo del pistone.

Per evitare che il controllo del *misfire* venga "ingannato" da casi come quello sopra descritto, l'analisi viene condotta su di una IMEP_h "semplificata", ovvero calcolata non in maniera esatta, ma approssimata in una finestra di ± 150 °CA rispetto al punto morto superiore per ragioni di rapidità di calcolo. In questa maniera si è certi che, in caso di *misfire*, il lavoro speso per comprimere il gas sarà sicuramente maggiore di quello che invece si ottiene dalla sua espansione "libera".

6.3 – GUI analisi cicli di pressione

Terminata la fase preliminare di filtraggio del segnale di pressione, è possibile visualizzare i risultati ottenuti tramite un'apposita interfaccia utente, alla quale è possibile accedervi

premendo il pulsante **‘Pressione cilindri’** dell’interfaccia principale di *Figura 6.1*; l’interfaccia utente generata è quella di *Figura 6.11*.

L’interfaccia grafica presenta due menù principali: il primo, evidenziato dal rettangolo rosso di *Figura 6.11*, è relativo alla selezione della prova di interesse e quale cilindro voler mostrare a video, mentre il secondo, indicato dal rettangolo blu di *Figura 6.11*, è relativo alla tipologia dei dati da mostrare, ovvero è possibile scegliere tra segnale grezzo e/o filtrato (quest’ultima opzione solamente se prima è stato caricato/elaborato il corrispondente file) e successivamente tra la traccia media di pressione, tutte le curve oppure un’analisi del singolo ciclo.

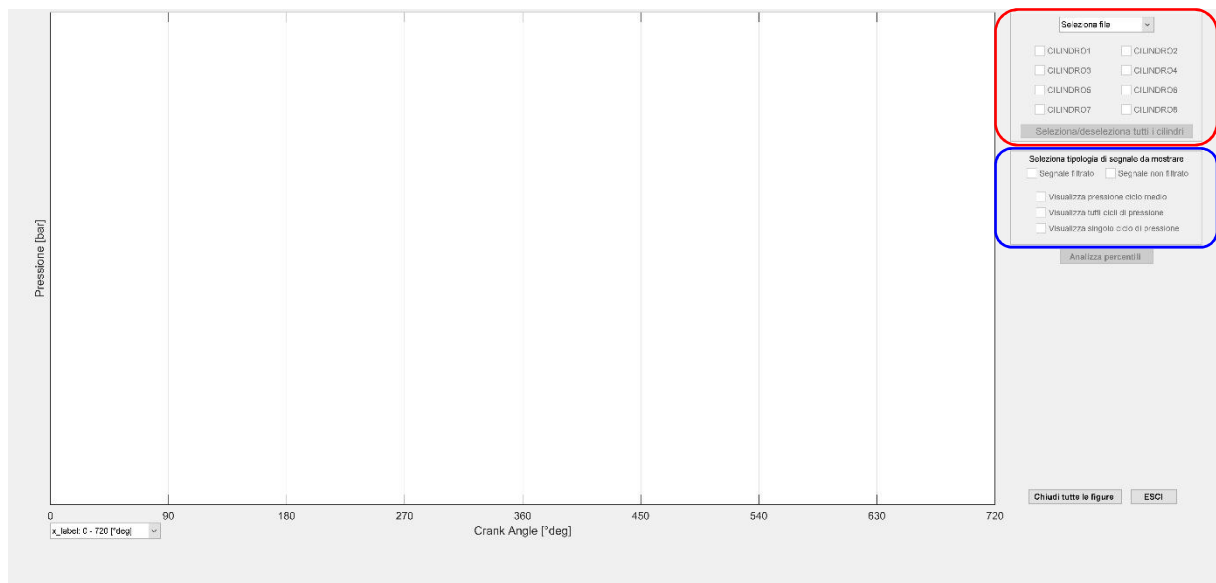


Figura 6.11 – Interfaccia grafica per analisi del segnale di pressione.

Alla selezione della prima prova, il codice “valuta” tutte le tracce di pressione di tutti i cilindri e cicli, ma a video viene mostrato solamente ciò che l’utente ha scelto in base alle proprie esigenze. Questo modo di operare, sebbene richieda qualche istante iniziale di elaborazione per essere completato, è stato adottato perché quando l’utente decide di cambiare dati o prova da visualizzare, basta mostrare/nascondere i grafici e/o modificare il valore delle ordinate e delle ascisse se necessario; risultando quindi complessivamente più rapido che “pulire” completamente l’area di lavoro ad ogni azione dell’utente.

Quando vengono selezionate/deselezionate le caselle di spunta dei cilindri, intercorrere un breve ritardo di 1.5 secondi prima che la modifica venga effettuata anche a video. Questo viene eseguito perché altrimenti, se si selezionassero/deselezionassero in successione un numero elevato di cilindri, poiché ad ognuno di essi è associata una rispettiva *callback*, si potrebbe creare il rischio di mandare in crash il tool.

Operando invece con un piccolo “*delay*” nei comandi, si ha la certezza di eseguire il codice che opera la visualizzazione a video dei risultati, solamente quando l’utente ha terminato la selezione; questa “logica” di funzionamento è comune a tutte le interfacce grafiche del codice che presentano la scelta dei vari cilindri da mostrare.

Se come tipologia di visualizzazione si selezionano il valore medio e tutti i cicli del segnale di pressione, a seconda del numero di cilindri scelti (che influisce sul *marker* grafico di visualizzazione) viene mostrata a video la traccia di pressione media in colore nero, mentre i singoli cicli presentano un colore caratteristico per ogni cilindro (*Figura 6.12*).

Con queste due “modalità” di visualizzazione viene mostrata a video anche la *theta-bar*, la quale è controllabile mediante apposito comando a scorrimento (evidenziata dai rettangoli rossi di *Figura 6.12*) oppure cliccando su di un punto da analizzare sulla traccia di pressione d’interesse.

Premendo il tasto ‘*Visualizza valori*’ vengono mostrate una o due finestre (evidenziate dai rettangoli blu di *Figura 6.12*), a seconda che si abbia selezionato tra il segnale grezzo o filtrato oppure entrambi, nelle quali sono contenute alcune informazioni sintetiche quali:

- il valore medio della pressione ad un dato angolo di manovella di un dato cilindro;
- il valore massimo/minimo della pressione ad un determinato angolo di manovella tra tutti i cicli disponibili di un certo cilindro;
- il valore della deviazione standard e covarianza percentuale ad un prestabilito angolo di manovella dei vari cicli di un dato cilindro;
- valore massimo/minimo del picco di pressione massimo.

Cambiando l’angolo di riferimento, le tabelle riassuntive vengono aggiornate in automatico.

Inoltre, cliccando velocemente due volte sulla traccia di pressione d’interesse è possibile evidenziarla, mettendola in risalto rispetto alle restanti e, tramite un *popup* viene notificato all’utente a quale cilindro e ciclo essa appartenga. Questa funzione è pensata nel caso in cui si notassero cicli “anomali” e si volesse velocemente conoscere a quale numero di acquisizione e/o cilindro corrispondono.

La terza tipologia di visualizzazione consente invece un’analisi ciclo-ciclo delle tracce di pressione. Selezionando la rispettiva casella di spunta, vengono in automatico deselezionate quelle relative a tutte le tracce e quella media; oltre alla *theta-bar* compare anche la *cycle-bar* (evidenziata dal rettangolo tratteggiato rosso di *Figura 6.13*) tramite la quale è possibile scorrere tra i cicli a disposizione.

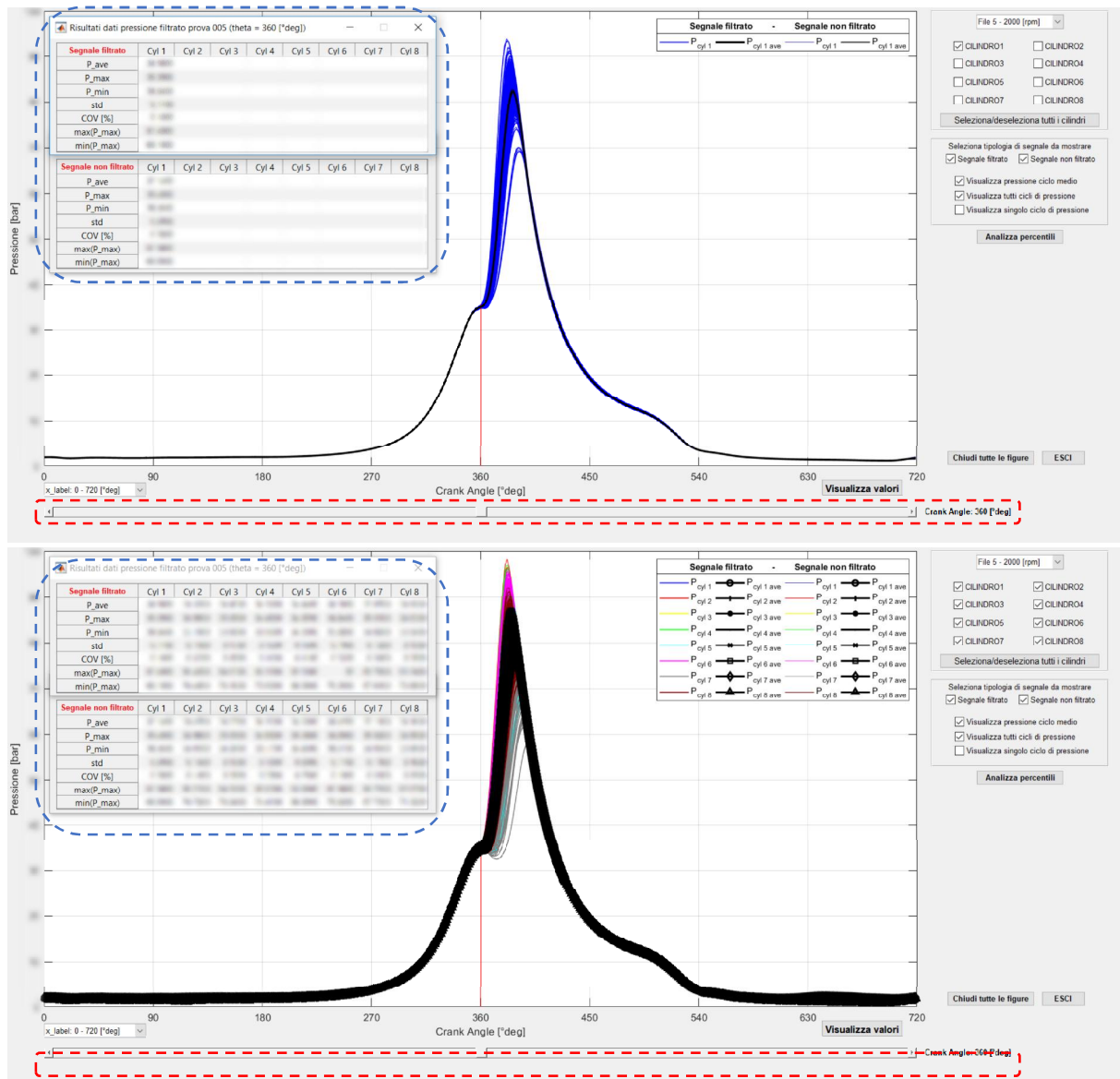


Figura 6.12 – Esempi di visualizzazione del segnale di pressione media del cilindro 1 sovrapposto a quelli di tutti gli altri cicli (in alto), e del segnale di pressione media di tutti i cilindri sovrapposti a rispettivi cicli singoli (in basso).

Per selezionare direttamente il ciclo d’interesse è possibile premere il bottone laterale alla *cycle-bar* (sul quale viene riportato il numero di quello attualmente visualizzato) e selezionarlo tramite l’apposito menu (evidenziato dal rettangolo tratteggiato blu di Figura 6.13). I numeri racchiusi tra le parentesi quadrate e posti accanto al numero del ciclo, fanno riferimento a quale cilindro sono “disponibili” e quali no; se infatti viene visualizzato il segnale filtrato, come nell’esempio in esame, e vi risultano dei cicli saturati o “anomali”, allora questi sono stati eliminati dalla precedente azione di filtraggio.

Infine l’ultima operazione che è possibile eseguire tramite questa interfaccia è l’analisi dei percentili del picco massimo di pressione. Premendo sull’apposito pulsante ‘Analizza percentili’ viene visualizzata una o due finestre (evidenziate dal rettangolo tratteggiato rosso di

Figura 6.13), secondo il tipo di segnale selezionato, contenenti di default i valori del percentile 95 e 99 del picco di pressione massima, in accordo ai cilindri selezionati.

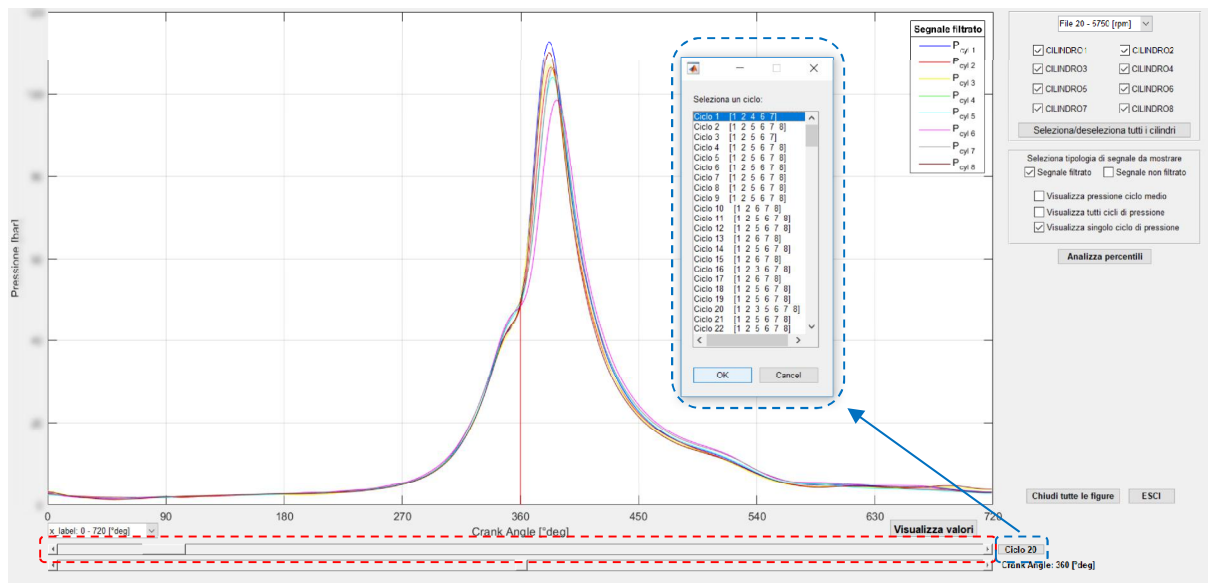


Figura 6.13 – Esempio di visualizzazione della singola traccia di pressione.

Tramite il pulsante ‘Cambia percentili’ è possibile impostare a proprio piacere il valore dei due percentili calcolati, mentre, selezionando il corrispettivo valore di percentile del cilindro di interesse dalla tabella e premendo il pulsante ‘Visualizza grafici percentili’, è possibile osservare l’andamento grafico delle grandezze selezionate.

Come mostrato in Figura 6.14 la linea tratteggiata rossa rappresenta la soglia del valore percentile, in blu (in questo caso) il valore crescente del picco massimo di pressione, mentre in nero sono rappresentati quei valori che eccedono il valore del percentile impostato.

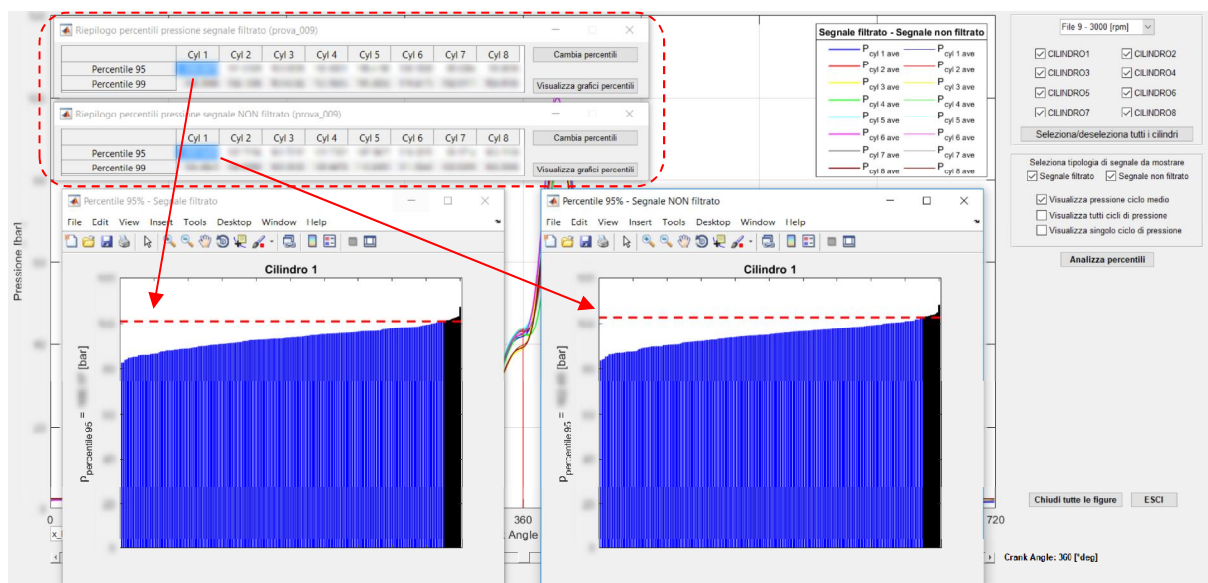


Figura 6.14 – Esempio di percentile 95 della pressione massima del cilindro 1.

6.4 – GUI analisi coppia indicata

L'analisi della coppia rappresenta di fatto la prima grandezza “effettivamente” indicata; essa viene valutata mediante le relazioni presenti nel *paragrafo 3.2*. La rispettiva interfaccia grafica può essere aperta premendo il pulsante ‘*Coppia indicata*’ dell’interfaccia principale di *Figura 6.1*; l’interfaccia utente generata è quella di *Figura 6.15*.

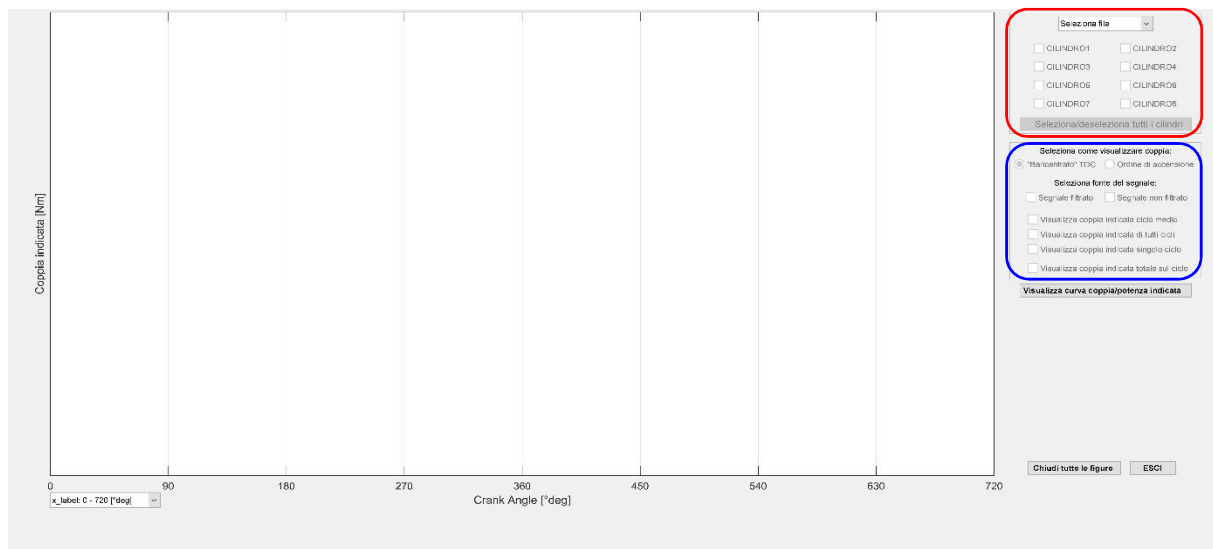


Figura 6.15 – Interfaccia grafica per l’analisi della coppia indicata.

Ovviamente, prima che questa venga generata, è necessario calcolare la grandezza indicata di interesse; per questo motivo il codice richiama un’apposita *function* per la sua valutazione, quindi aggiorna la variabile *data* con la nuova grandezza calcolata; questo approccio è comune a tutte le grandezze indicate che vengono computate nel codice. In alternativa è possibile premere il pulsante ‘*RUN!*’ dell’interfaccia principale di *Figura 6.1*, in questo caso vengono elaborate tutte le grandezze indicati presenti nel codice.

Per quanto riguarda i principali comandi presenti in questa interfaccia grafica, sono del tutto simili a quanto già illustrato per l’analisi delle tracce di pressione: è presente un primo menù relativo alla selezione della prova di interesse e quale cilindro voler mostrare a video (evidenziato dal rettangolo rosso di *Figura 6.15*), ed un secondo relativo alla tipologia dei dati da mostrare (evidenziato dal rettangolo blu di *Figura 6.15*).

Anche per quanto riguarda le funzionalità, non sussistono particolari differenze rispetto a quanto già visto, se non per il fatto che, mediante l’apposito *radio button* presente nel secondo menù, è possibile scegliere tra una visualizzazione baricentrata dell’andamento della coppia indicata rispetto al punto morto superiore (prima *Figura 6.16*), oppure è possibile disporre tali curve secondo l’ordine di accensione del motore (seconda *Figura 6.16*).

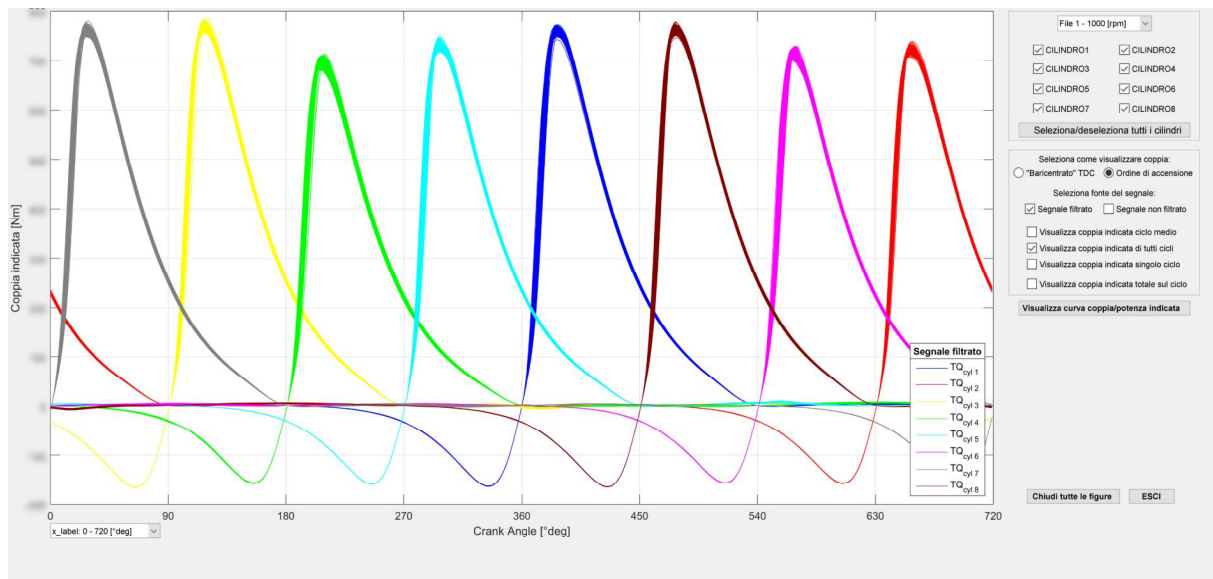
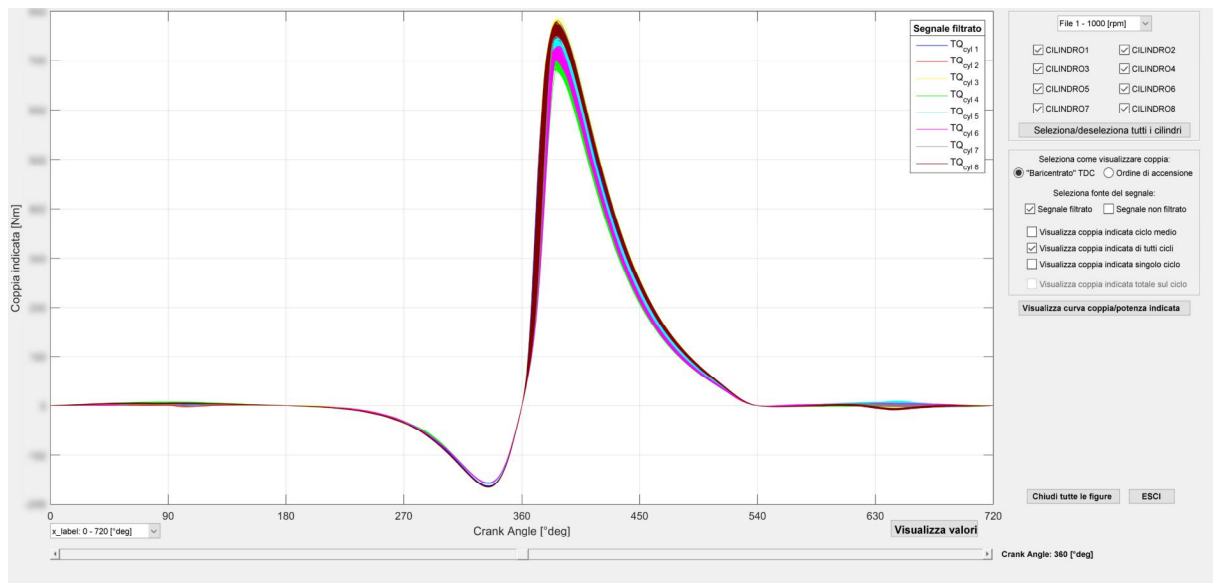


Figura 6.16 – Esempi di visualizzazione della coppia indicata di tutti i cicli di tutti i cilindri “baricentrata” rispetto al punto morto superiore (in alto), oppure disposte secondo l’ordine di accensione del motore (in basso).

Proprio in quest’ultima opzione risiede la principale differenza di questa interfaccia grafica rispetto alla precedente. Scegliendo l’apposito pulsante di opzione viene attivata la casella di spunta ‘Visualizza coppia indicata totale sul ciclo’ che, se selezionata, mostra appunto la coppia indicata totale, ottenuta come somma della coppia indicata dei singoli cicli “traslati” secondo l’ordine d’accensione del motore.

Passando alla modalità di visualizzazione del singolo ciclo, come mostrato in *Figura 6.17*, a video vengono anche visualizzati:

- il valore minimo, massimo e medio della coppia indicata totale;
- il valore del grado di irregolarità motore, calcolato secondo la (3.20).

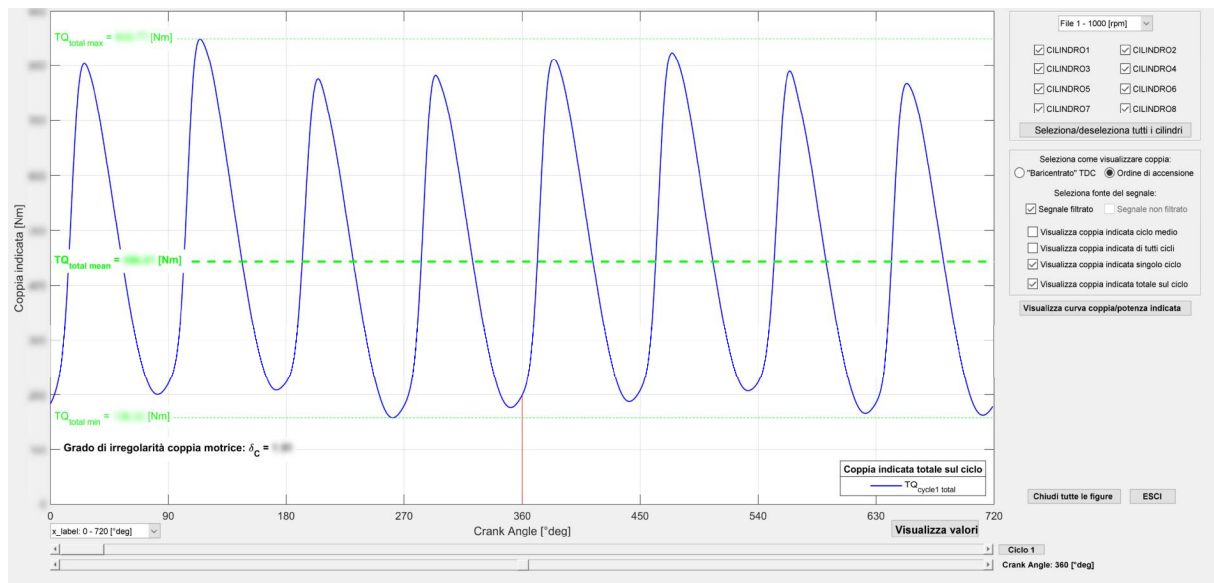


Figura 6.17 – Esempio di visualizzazione della coppia indicata totale per singolo ciclo.

Quando vengono caricati i dati relativi ad una curva di potenza, è possibile osservare la relativa curva di coppia e potenza indicate premendo l'apposito pulsante 'Visualizza curva di coppia/potenza indicata', il grafico che viene visualizzato è riportato in Figura 6.18. L'unico menù presente consente di:

- scegliere lo step di giri per interpolare i valori di coppia e potenza indicata massima ricavati dalle singole prove;
- scegliere il grado del polinomio interpolante;
- decidere l'unità di misura della potenza (chilowatt oppure cavalli vapore);
- decidere se mostrare o meno il valore massimo di coppia e potenza indicata.

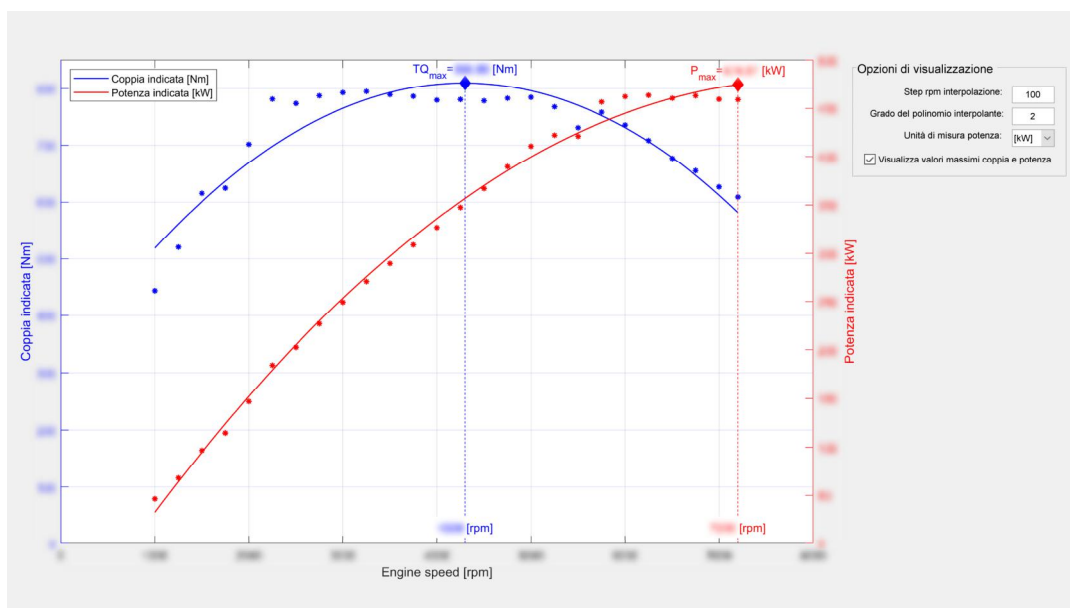


Figura 6.18 – Esempio di curva di coppia e potenza indicata.

Infine, poiché è strettamente legata alla coppia indicata, essendone di fatto l'integrale lungo il ciclo, premendo il pulsante **'Lavoro indicato'** dell'interfaccia principale di *Figura 6.1* è possibile effettuare l'analisi anche di questa grandezza.

La rispettiva interfaccia è rappresentata in *Figura 6.19* ed anche in questo caso i menù e le funzioni principali sono uguali a quanto già osservato per l'analisi delle curve di pressione e della coppia indicata istantanea.

Unica differenza tangibile è la presenza di una casella di spunta che consente di mostrare a video rispettivamente il valore minimo, massimo e medio della curva del lavoro indicato. In particolare, se è selezionato un solo cilindro alla volta e si è scelto tra il valor medio della grandezza o l'analisi del singolo ciclo, viene mostrato anche il rispettivo valore numerico (*Figura 6.20*).

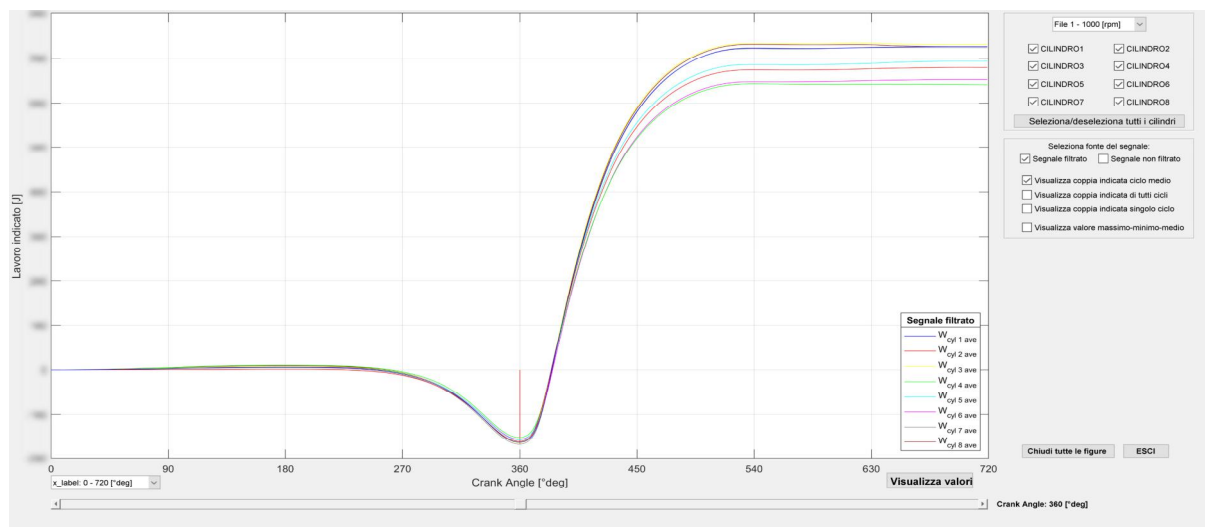


Figura 6.19 – Interfaccia grafica per l'analisi del lavoro indicato.

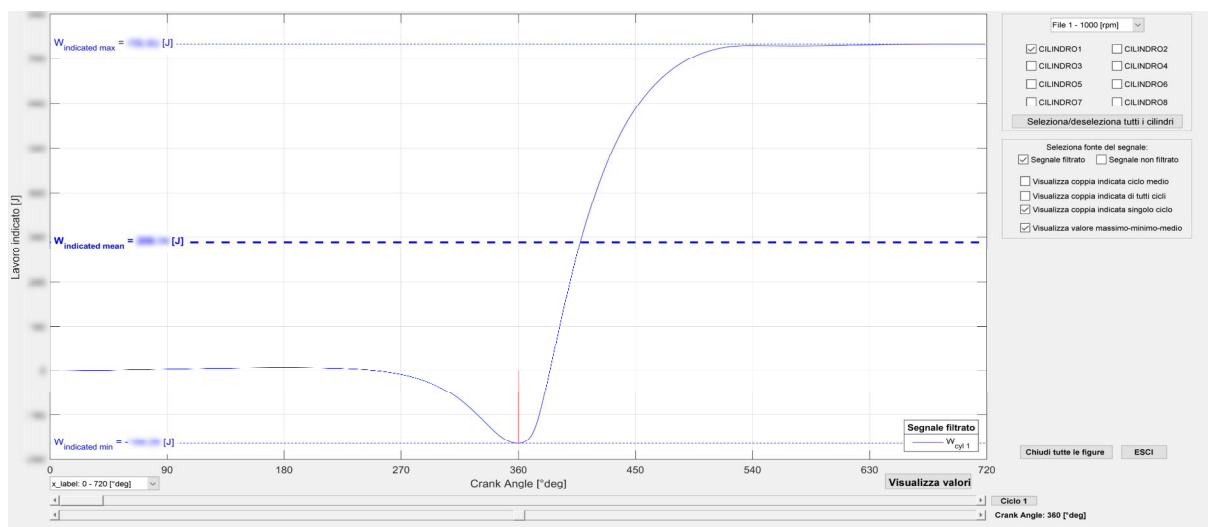


Figura 6.20 – Esempio di visualizzazione del valore massimo, minimo e medio con corrispettivo valore numerico nel caso di analisi del singolo ciclo o valor medio.

6.5 – GUI analisi pressione media indicata

L'analisi della pressione media indicata rappresenta sicuramente uno dei parametri più importanti nell'analisi delle prestazioni di un motore. Per come è stata definita infatti, essa non solo esprime un valore di carico termico del motore, ma essendo espressa al netto della cilindrata, permette di condurre confronti anche tra propulsori di diverse dimensioni.

Per accedere alla rispettiva interfaccia utente, bisogna premere il pulsante 'IMEP' dell'interfaccia principale di *Figura 6.1*; l'interfaccia utente generata è quella di *Figura 6.21*.

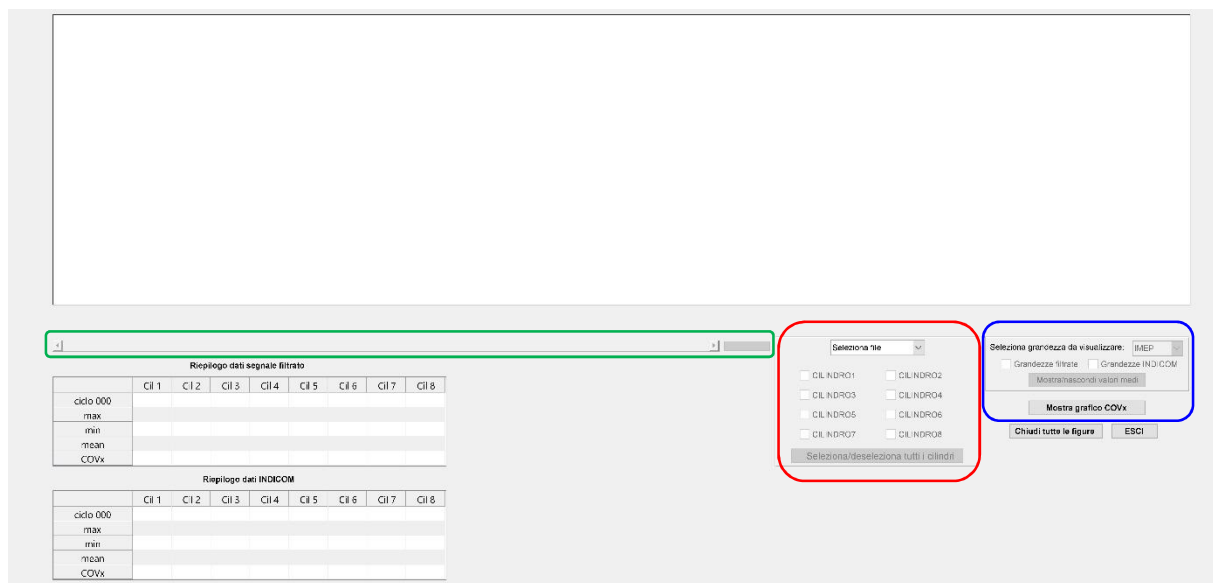


Figura 6.21 – Interfaccia grafica per l'analisi della pressione media indicata.

Anche in questo caso è presente un menù (evidenziato dal rettangolo rosso di *Figura 6.21*) dedicato alla selezione della prova e dei cilindri da voler analizzare. Il secondo menù (evidenziato dal rettangolo blu di *Figura 6.21*) è invece dedicato a:

- selezione della grandezza da mostrare (IMEP, IMEP_h o IMEP_l);
- “provenienza” del segnale su cui esse sono state valutate, ovvero segnale filtrato oppure grezzo (nello specifico, se la grandezza è disponibile direttamente dai dati *IndiCom* viene allora utilizzato quel valore);
- mostrare/nascondere il valore medio;
- analizzare l'andamento del coefficiente di variazione, utile per comprendere se la combustione risulta “stabile” o meno;

Nello specifico, la determinazione della pressione media indicata risulta pressoché immediata, infatti, sfruttando ad esempio la (3.28), essa è semplicemente definita come il quoziente tra il

lavoro indicato medio svolto (il quale a sua volta è dato dal prodotto tra la coppia indicata media nel ciclo per la “distanza” sulla quale essa agisce, ovvero i due giri completi di manovella) e la cilindrata unitaria del motore.

Osservando la *Figura 6.22* si può notare come esista un ottimo livello di correlazione tra i valori della IMEP calcolati a partire dal segnale di pressione filtrato e quelli elaborati dal sistema *IndiCom*; si possono infatti riscontrare piccolissime differenze tra i due gruppi di dati, quantificabili nell’ordine di qualche centesimo o addirittura millesimo di bar di pressione.

Per quanto riguarda invece la valutazione della IMEP_h e IMEP_l, ossia riferita rispettivamente alla sola parte “alta” e “bassa” del ciclo indicato, è possibile farlo dalla precedente conoscenza del valore della IMEP e da una delle due grandezze ricercate; infatti le tre sono legate tra di loro dalla relazione (3.33).

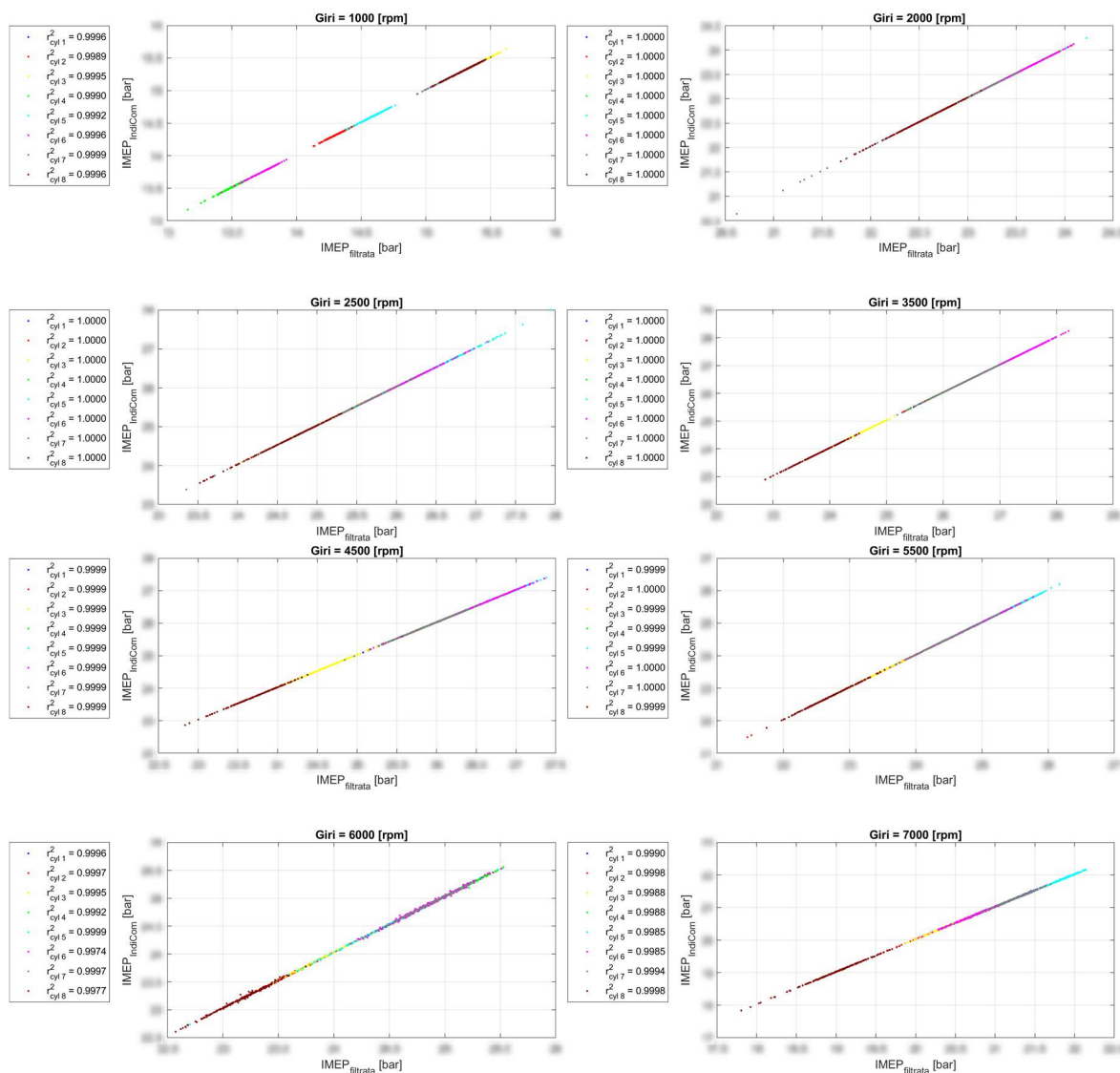


Figura 6.22 – Grado di correlazione tra la IMEP calcolata a partire dal segnale filtrato, e quella calcolata direttamente dal sistema *IndiCom* a diversi regimi di rotazione in condizioni di WOT.

Anzitutto bisogna specificare come, solitamente, si preferisca calcolare sempre la IMEP_h, ottenendo quindi la IMEP_l come differenza tra il valore lordo e quello netto. La IMEP_h può essere calcolata secondo due criteri:

1. Il primo, semplificato, prevede di considerare costanti gli estremi di valutazione della IMEP_h, ovvero si assume una finestra di ± 180 °CA rispetto al punto morto superiore; questo metodo risulta molto rapido nella sua esecuzione, tanto che è lo stesso adottato dal sistema *IndiCom* per l'elaborazione dei risultati, per contro, ovviamente, ne risente la precisione di calcolo poiché le valvole di aspirazione e di scarico non si aprono/chiudono esattamente in corrispondenza del punto morto inferiore, tanto più se è presente anche un sistema di variazione della fase di distribuzione. Osservando la *Figura 6.24* si può notare come, quando viene adottato l'approccio "semplificato", la correlazione tra i dati calcolati a partire dal segnale di pressione filtrato e quelli elaborati da *IndiCom* sia anche in questo caso praticamente perfetta.
2. Il secondo, più preciso (*Figura 6.24*), prevede di valutare con esattezza l'area "positiva" del ciclo indicato.

Riguardo a questo secondo metodo bisogna anzitutto determinare il punto d'incrocio tra la traccia di pressione durante la fase di compressione e quella di scarico (*Figura 6.25*).

Successivamente si valuta numericamente, tramite il metodo dei trapezi, l'area sottesa alla linea di espansione (evidenziata in verde) compresa tra gli estremi ideali, quindi si valutano, sempre con il medesimo metodo numerico, le aree comprese rispettivamente tra il punto d'incrocio e il punto di minimo volume (linea rossa), e tra l'inizio della fase di scarico teorica (linea nera) ed il punto d'intersezione.

La prima area risulta "positiva", mentre le altre sono "negative", sommandole quindi assieme si ottiene l'area "positiva" del ciclo indicato; dividendo quindi il valore ottenuto per la cilindrata unitaria si ottiene il corrispondente valore della IMEP_h, quindi, per differenza con la IMEP, anche quello della IMEP_l.

Naturalmente il punto d'incrocio non capita necessariamente in corrispondenza di uno dei campioni acquisiti, per questo motivo si considera il primo punto immediatamente successivo ad esso sulla curva di compressione e quello immediatamente precedente sulla curva di scarico. La piccolissima porzione di area mancante, viene quindi valutata, come la somma della superficie dei trapezi aventi come coordinate dei vertici rispettivamente i valori del punto di incrocio e dei rispettivi campioni sulle curve di compressione e scarico.

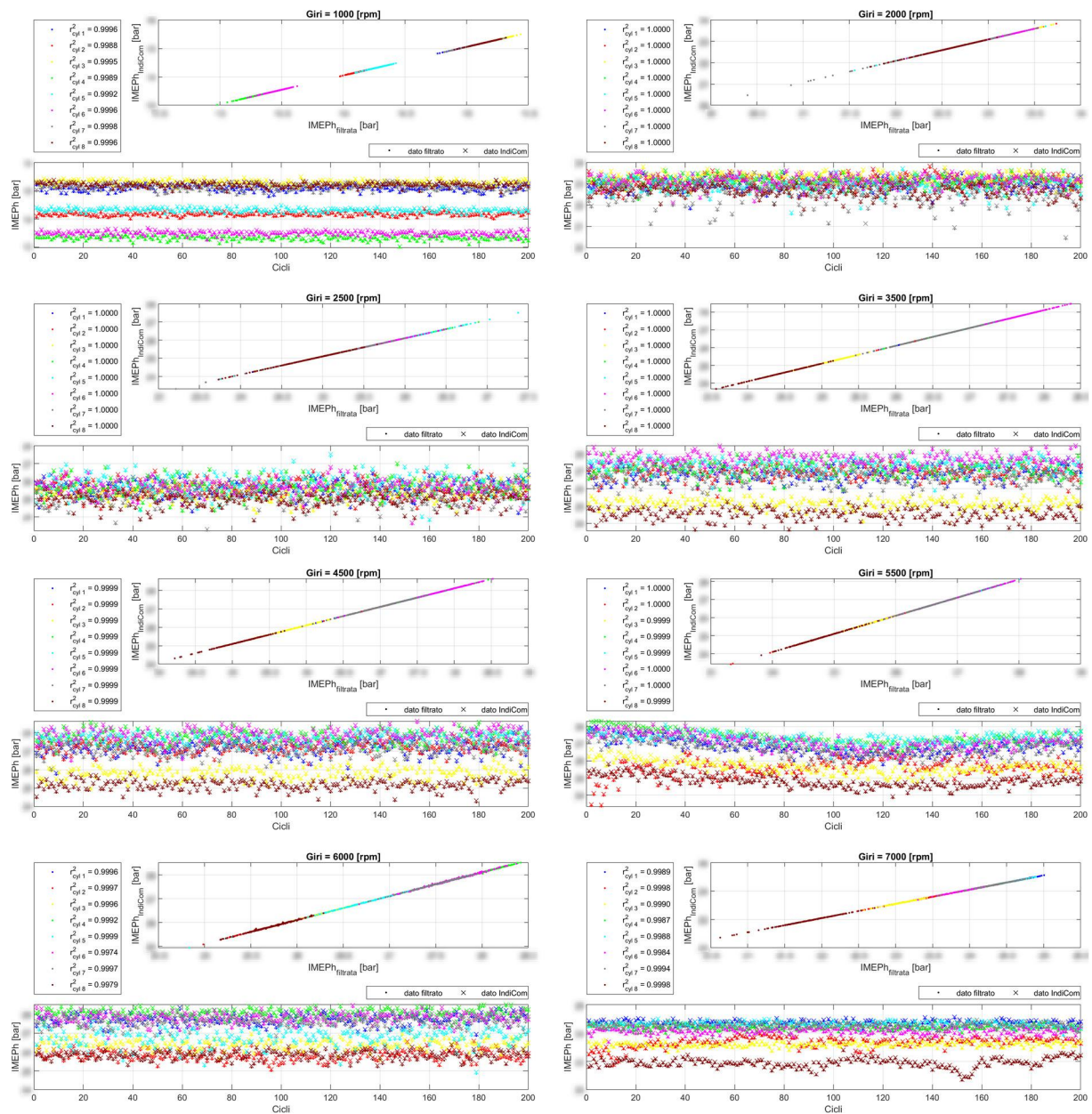


Figura 6.23 – Correlazione dei valori di IMEP valutati a diversi regimi di rotazione in condizioni di WOT con il metodo “approssimato”.

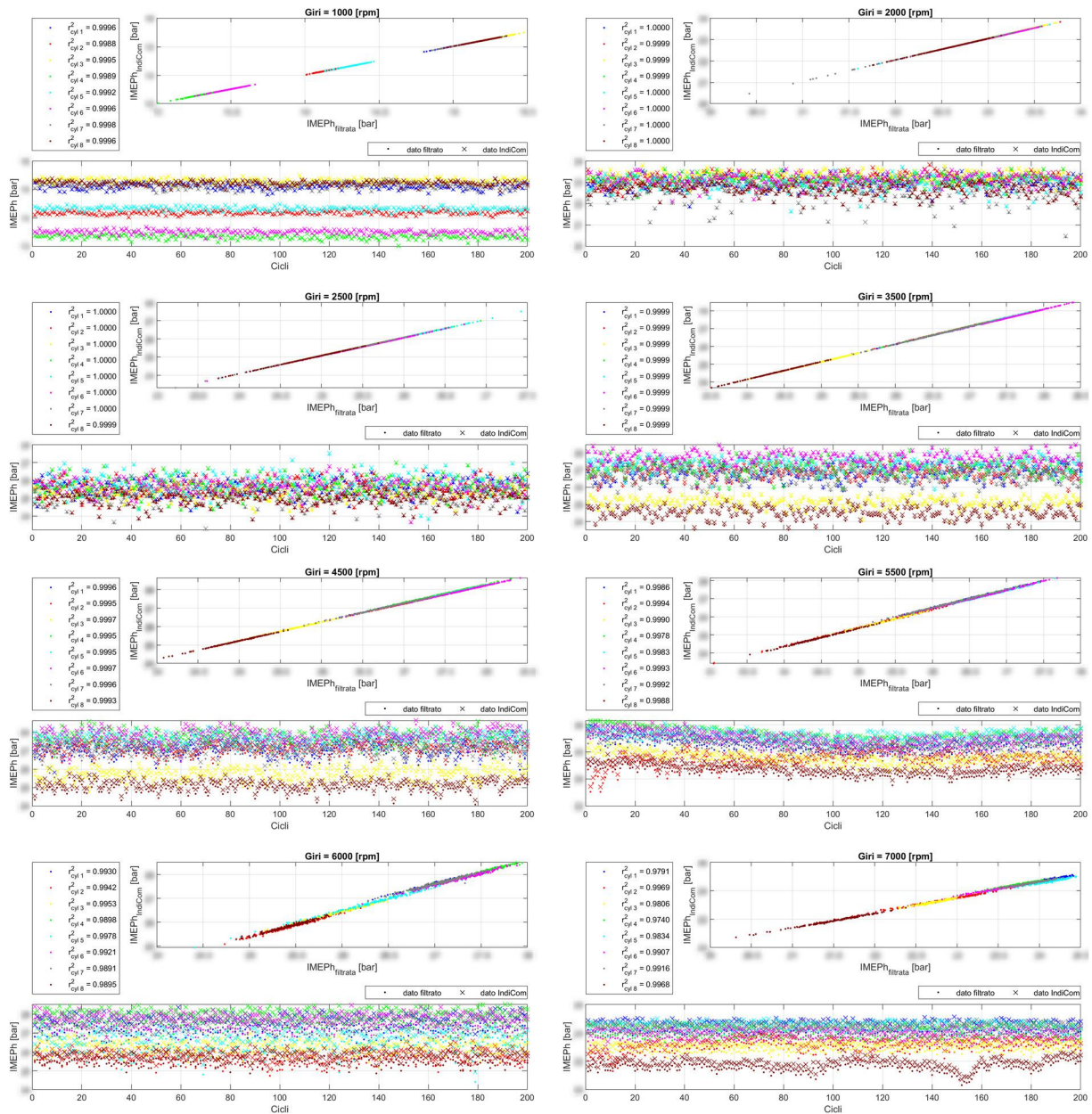


Figura 6.24 – Correlazione dei valori di IMEP valutati a diversi regimi di rotazione in condizioni di WOT con il metodo “esatto”.

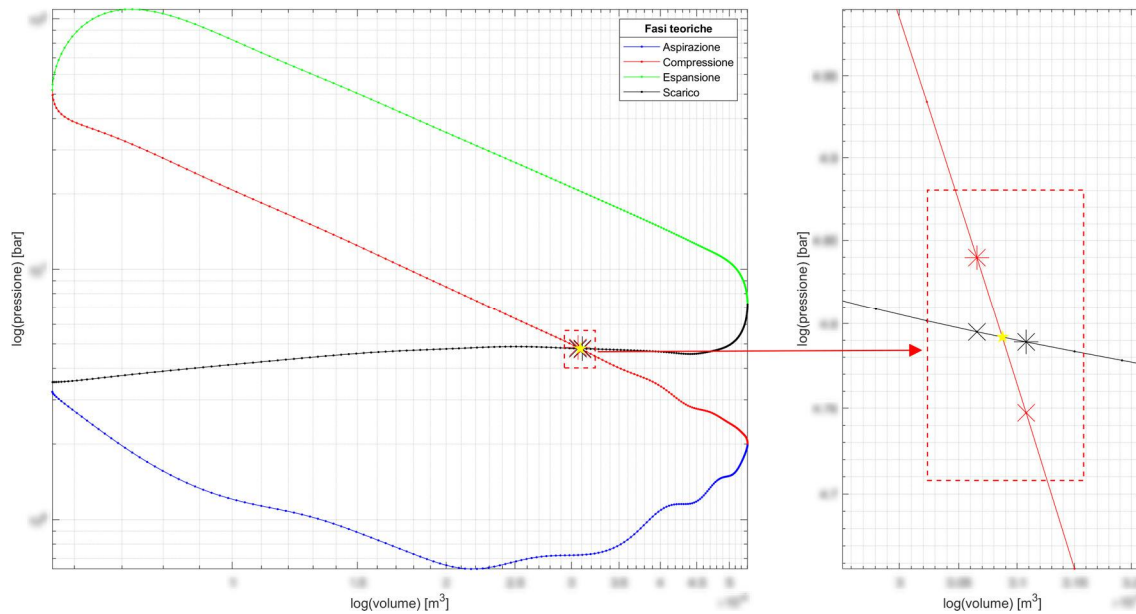


Figura 6.25 – Determinazione del punto di “incrocio” tra la curva di pressione in fase di compressione e quella in fase di scarico.

Questo secondo metodo risulta chiaramente più preciso rispetto al primo, ma richiede anche un maggiore tempo di calcolo perché deve essere valutato per ogni singolo ciclo; si tratta pertanto di una metodologia che conviene applicare solamente quando la prova eseguita mira effettivamente a far variare il lavoro di pompaggio (come negli *sweep* VVT).

Osservando la *Figura 6.26* si può ben notare come, nel caso di valutazione semplificata della IMEPI, questa presenti un ottimo valore di correlazione con quanto elaborato dal sistema *IndiCom*, nel caso invece di valutazione esatta (*Figura 6.27*), la differenza tra i due metodi aumenta all’aumentare dell’effettivo lavoro di pompaggio.

Una volta selezionata la prova, i cilindri e la grandezza d’interesse, viene attivata la *cycle-bar* (evidenziata dal rettangolo verde di *Figura 6.21*) che consente di “navigare” tra i cicli presenti ed analizzarne gli specifici valori, i quali vengono riportati nelle due tabelle sottostanti (*Figura 6.28*). In alternativa, è possibile cliccare con il pulsante sinistro del mouse direttamente sul ciclo d’interesse, oppure selezionarlo mediante l’apposito bottone posto affianco alla *slide-bar* di controllo.

La prima tabella (evidenziata dal rettangolo tratteggiato rosso di *Figura 6.28*) è relativa ai dati del segnale di pressione filtrato, mentre la seconda (evidenziata dal rettangolo tratteggiato blu di *Figura 6.28*) a quelli elaborati dal sistema *IndiCom*. In queste tabelle, oltre al valore puntuale della grandezza selezionata, vengono mostrate informazioni riguardo al valore massimo, minimo e medio di quella grandezza per ogni singolo cilindro e il rispettivo coefficiente di varianza.

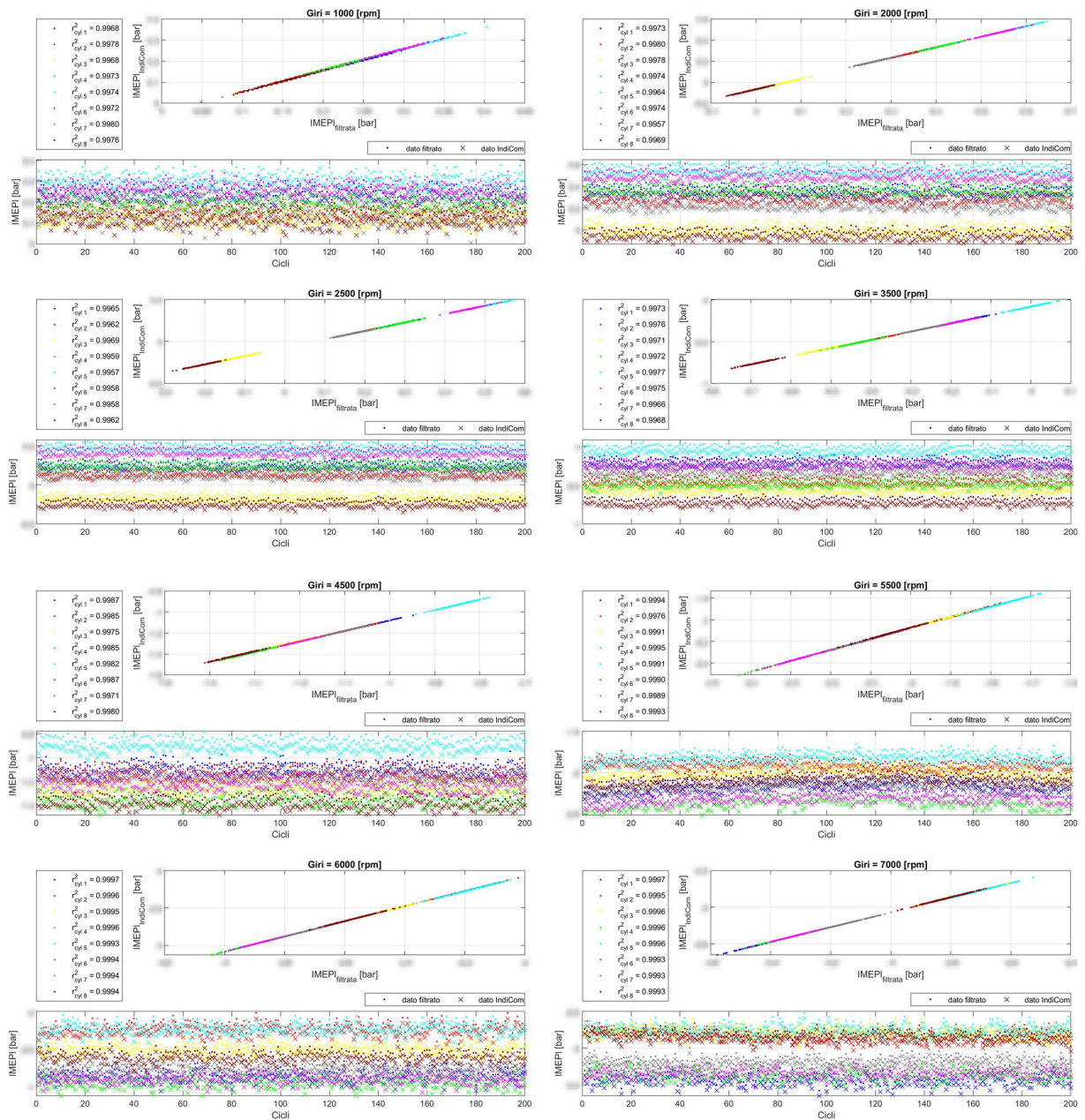


Figura 6.26 – Correlazione dei valori di IMEPI valutati a diversi regimi di rotazione in condizioni di WOT, con il metodo “approssimato”.

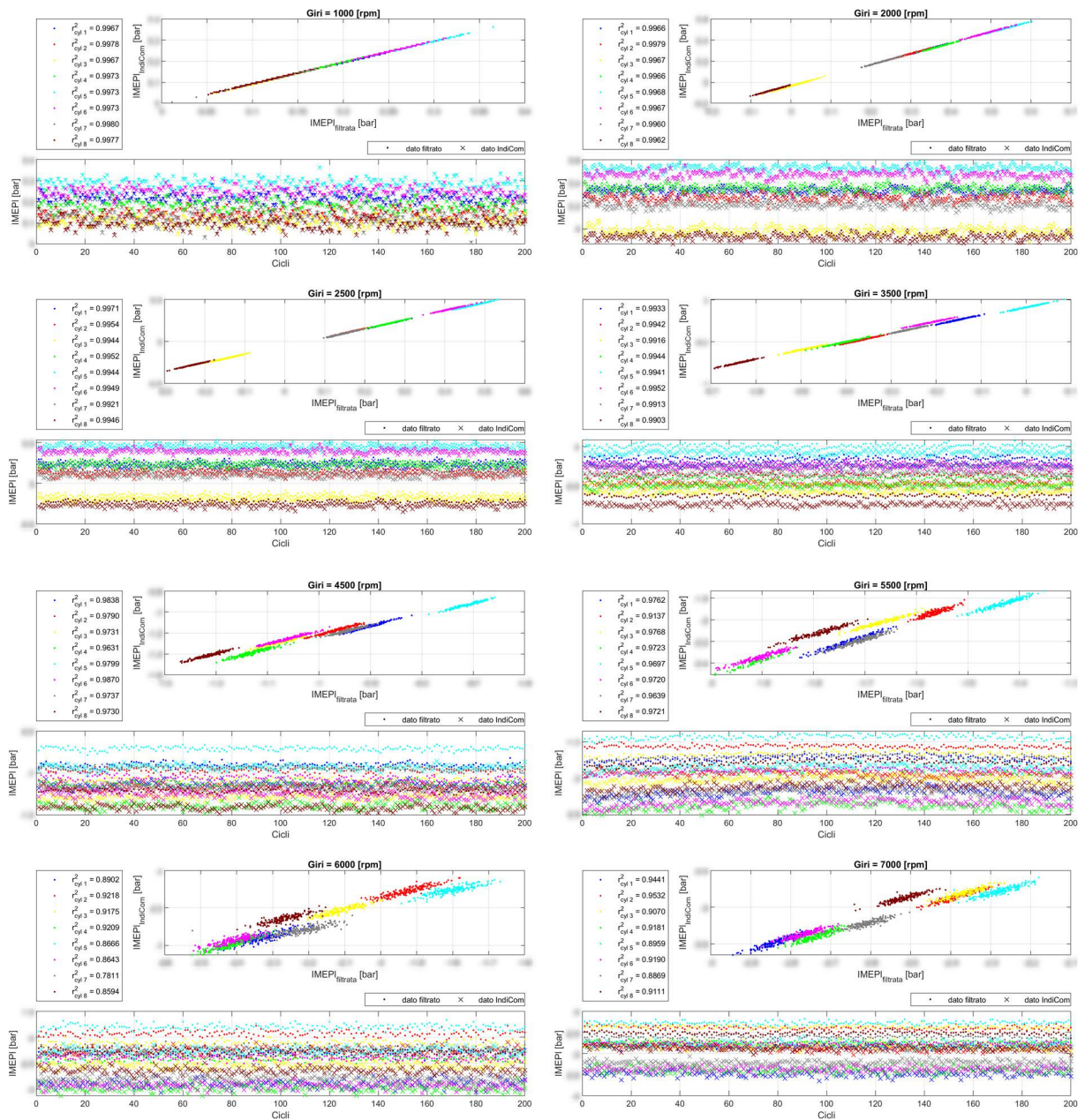


Figura 6.27 – Valori di IMEPI valutati a diversi regimi di rotazione in condizioni di WOT, con il metodo “esatto”.

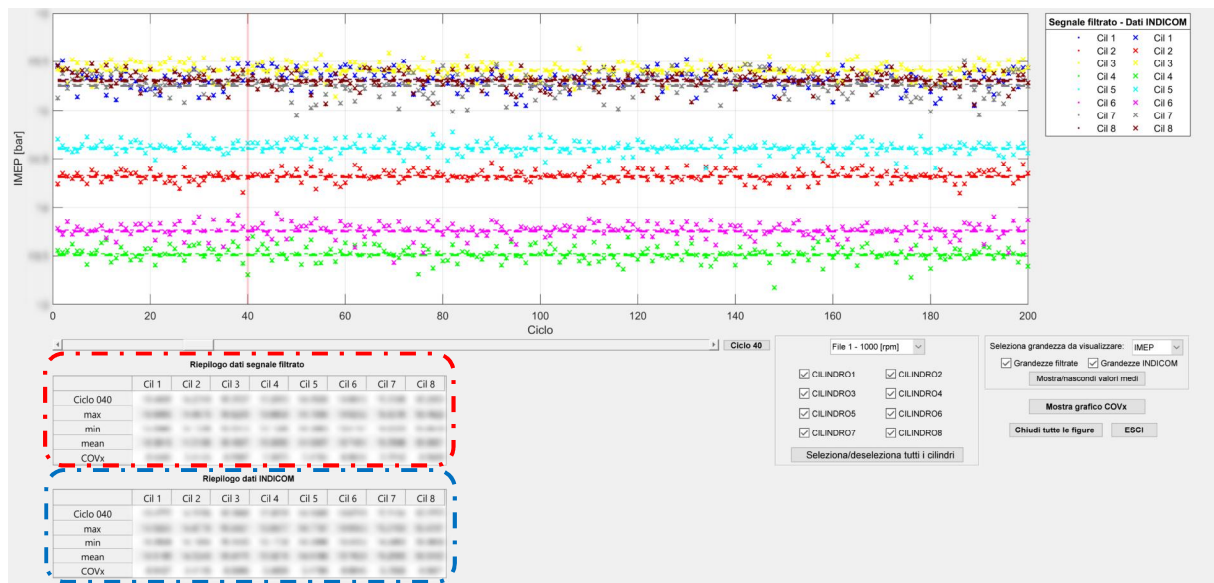


Figura 6.28 – Esempio di interfaccia grafica per analisi della IMEP.

La pressione media indicata è un parametro molto importante non solo perché, come visto, fornisce una chiara indicazione sulle prestazioni di un motore, ma fornisce informazioni anche rispetto alla stabilità e ripetibilità della combustione.

Quando il suo valore si mantiene costante nei diversi cicli, è allora segno che la combustione risulta sufficientemente replicabile da un ciclo ad un altro; se invece, magari non cambiando il suo valore medio, risulta molto diversa da ciclo a ciclo, allora è una chiara indicazione che la combustione non risulta stabile.

L'indicatore della stabilità della combustione pertanto è rappresentato dal coefficiente di varianza, definito mediante la relazione (4.26). Per accedere all'interfaccia grafica relativa alla sua analisi, si può alternativamente premere sia sul pulsante 'Mostra grafico COVx' presente nell'interfaccia della IMEP, o il alternativa il comando 'COVx' dell'interfaccia principale di Figura 6.1; l'interfaccia utente generata è quella di Figura 6.29.

I menù di selezione in questo caso sono costituiti da 5 pannelli posti in alto a sinistra della videata; tre di essi si riferiscono al tipo di grandezza da analizzare, mentre i restanti due sono relativi alla selezione dell'origine della "sorgente" dei dati.

Per fornire una visione "d'insieme", viene mostrato in successione il coefficiente di varianza relativo a tutte le prove comprensive di tutti i cilindri. È normale che, per come è stato definito, nel caso in cui una grandezza presenti un valor medio molto piccolo, quasi prossimo allo zero (come a volte la IMEPI), anche piccole variazioni di tale grandezza possono comportare un elevato valore del coefficiente di variazione, anche se in realtà il ciclo risulta "complessivamente" stabile.

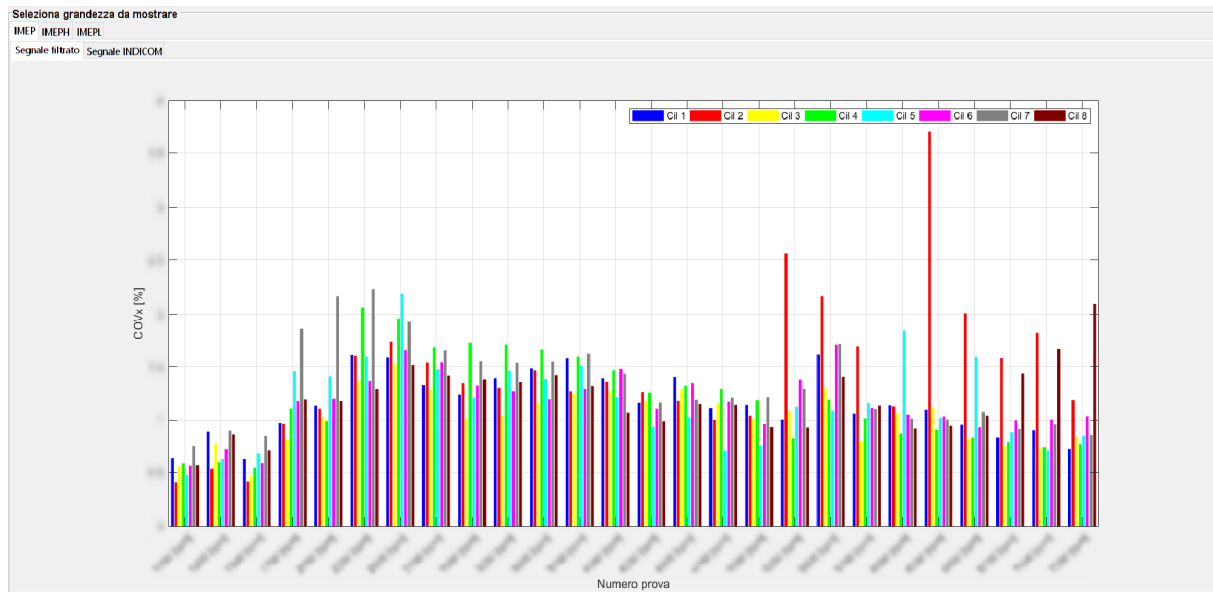


Figura 6.29 – Interfaccia grafica analisi coefficiente di varianza.

6.6 – GUI analisi rilascio di calore

L’analisi del rilascio di calore dovuto dal processo di combustione, rappresenta un altro aspetto fondamentale dello studio del segnale di pressione in camera; la legge di rilascio dell’energia viene calcolata mediante la (4.20) ed in generale grazie ai concetti esposti nel *capitolo 4*, opportunamente “adattati” per una risoluzione numerica.

6.6.1 – Metodo di calcolo numerico del coefficiente di politropica n

Il primo passo è quello di calcolare il coefficiente di politropica n utilizzando la metodologia esposta nel *paragrafo 4.3.1*. Nel caso di combustioni “normali”, ovvero in cui il picco di pressione massima si registra nell’intorno del punto morto superiore, il livello di correlazione con i rispettivi indici di politropica di espansione calcolati dal sistema *IndiCom* è molto buono (*Figura 6.30*).

Il motivo della differenza nei valori calcolati risiede nel fatto che essi dipendono anzitutto dagli estremi della finestra angolare per il calcolo del coefficiente n ; questi risultano però incogniti per i valori elaborati dal sistema *IndiCom*, in quanto si tratta di grandezze da assegnare in fase di parametrizzazione e non è un dato disponibile; l’altro motivo risiede in quanto spiegato all’inizio del *paragrafo 6.2*, ovvero che il sistema *AVL* non filtra passa-basso il segnale di pressione acquisito, ma per ragioni di immediatezza dei risultati ne fa lo *smoothing* tramite media mobile.

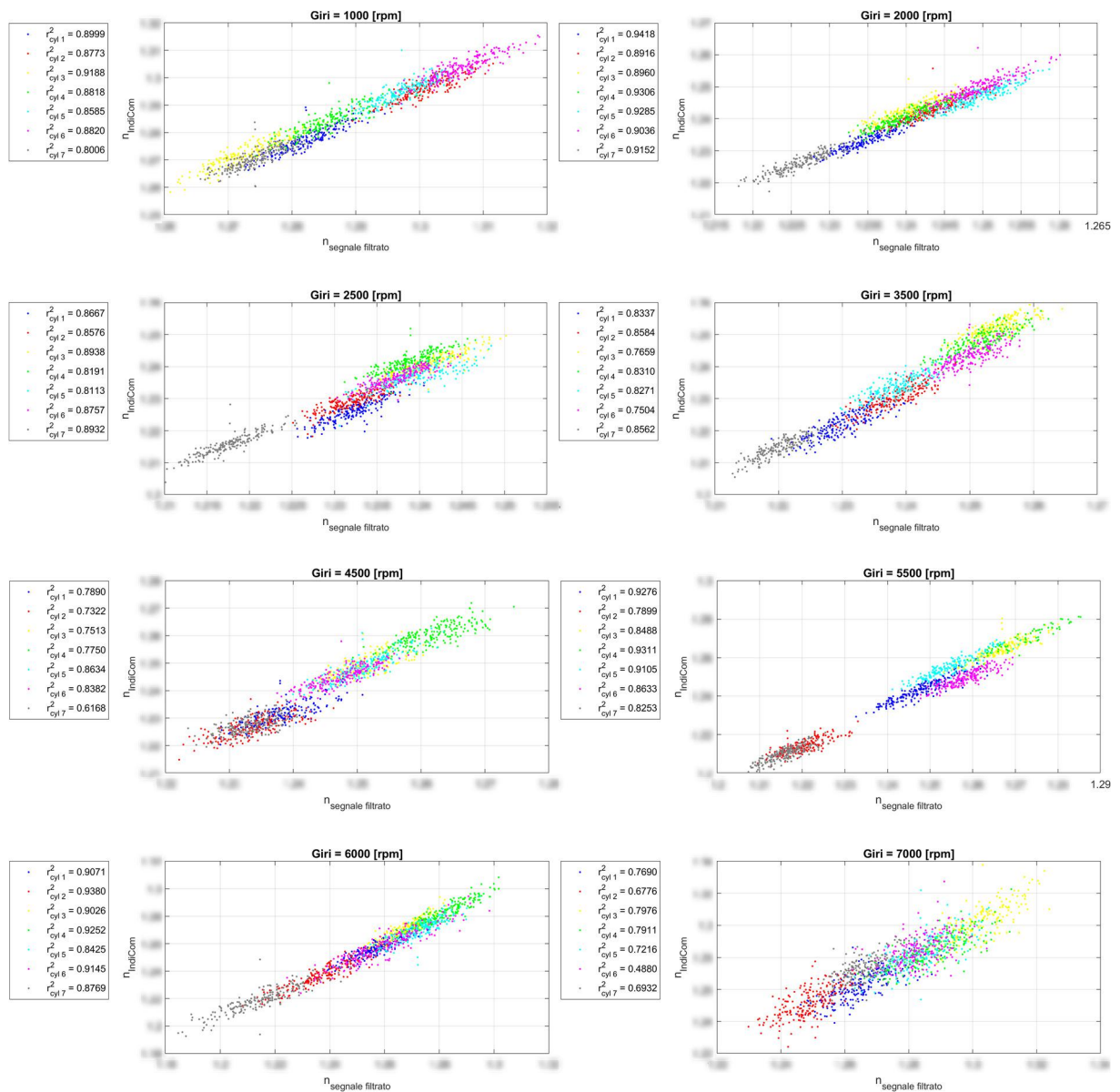


Figura 6.30 - Grado di correlazione tra i coefficienti di politropica calcolati a partire dal segnale filtrato e quelli calcolati direttamente dal sistema IndiCom a diversi regimi di rotazione in condizioni di WOT.

Nel caso di rumore “debole” questa tecnica può risultare accettabile, infatti in questi casi il coefficiente di correlazione r^2 diviene anche superiore a 0.9, altrimenti tale correlazione diminuisce, ma sempre restando sopra a valori soddisfacenti (0.7÷0.8). È chiaro che, poiché la grandezza n figura in una forma razionale nell’espressione del rilascio di energia (4.20), anche differenze non particolarmente rilevanti tra i due metodi possono comportare divergenze nei risultati finali.

Il calcolo dell’esponente n può risultare più problematico nel caso si abbia a che fare con combustioni particolarmente ritardate, come mostrato in *Figura 6.31*. In queste situazioni, il range angolare di calcolo normalmente utilizzato non risulta più essere valido.

Può infatti accadere che il coefficiente di politropica venga valutato sul ramo decrescente di pressione a seguito della compressione, su quello di “salita” quando avviene la combustione o tra questo ed il ramo di espansione della curva, fornendo valori che non hanno senso fisico.

Nel tool è presente una porzione di codice finalizzata a riconoscere questo problema, e ad adottare una tecnica leggermente diversa per la valutazione dell’esponente della legge politropica.

Se le combustioni risultassero “normali”, il valore di n , calcolato adottando la tecnica tradizionale, presenterebbe delle differenze tra ciclo e ciclo, ma non in maniera particolarmente eccessiva; nel caso invece di combustioni ritardate questo non risulta più vero, infatti n tende a cambiare in maniera repentina tra i diversi cicli e presentando spesso valori negativi, quindi chiaramente non fisici.

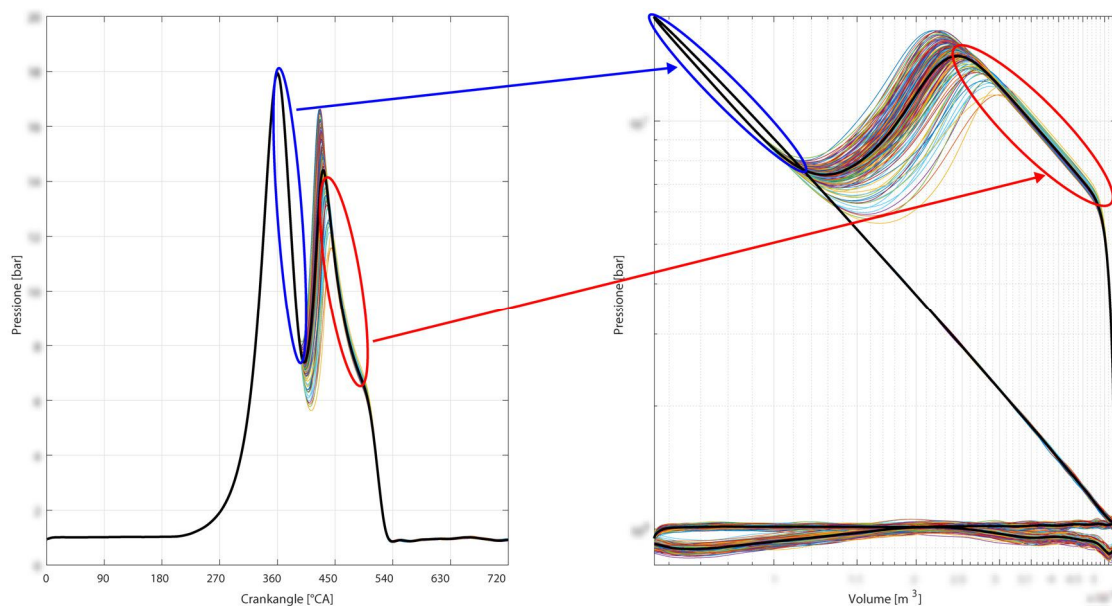


Figura 6.31 – Esempi di curve di pressione in scala normale (a sinistra) e doppio logaritmico (a destra), caratterizzate da un valore di ritardo di accensione molto, molto elevato ($SOC = \sim 35$ [°CA ATDC]).

Fissata una soglia di variabilità massima entro il 25% rispetto al valor medio e che non devono risultare negativi dell'esponente cercato, se non vengono rispettate queste due condizioni allora viene richiamata una *function* che prova a calcolare il valore esatto della grandezza ricercata.

Non viene fin da subito utilizzato tale approccio perché, analizzando ogni singolo ciclo, risulta più lento rispetto all'altra tecnica, viene pertanto utilizzato solamente se necessario.

Questa *function* si basa sostanzialmente sul metodo della politropica usato normalmente, ma non utilizza una finestra angolare di valutazione fissa, ma la "ricerca" in maniera attiva. Ricordando la legge politropica (1.63), se espressa in forma logaritmica essa diviene:

$$\log(p \cdot V^n) = \log(cost.) \rightarrow \log(p) + n \cdot \log(V) = cost. \quad (6.1)$$

Essa, in un piano doppio logaritmico, esprime l'equazione di una retta di coefficiente angolare pari ad n ed intercetta pari a $\log(p)$. L'algoritmo pertanto ricerca quella zona "d'interesse" in cui l'andamento della pressione in funzione della variazione di volume, in un diagramma in scala doppio logaritmico, risulta essere costante, ovvero approssimabile con l'andamento di una retta.

Limitando la ricerca alla zona di espansione (ovvero idealmente 360÷540 °CA), se l'andamento della pressione è approssimabile con una retta di pendenza costante, significa che la sua derivata in quella zona risulta nulla. Il metodo pertanto basa l'individuazione della finestra angolare di calcolo del coefficiente di politropica di espansione n , sulla ricerca di dove la derivata dell'espressione della pressione in forma logaritmica risulta teoricamente nulla.

Derivando infatti la (6.1) si ottiene:

$$\underbrace{\log(p)}_Y + n \cdot \underbrace{\log(V)}_X = cost. \rightarrow Y + n \cdot X = cost. \xrightarrow{\frac{d}{dX}} \frac{dY}{dX} = -n \quad (6.2)$$

Prendendo quindi una generica traccia di pressione, il risultato che si ottiene è mostrato in *Figura 6.32*.

È evidente però, come anche la zona evidenziata dall'ellisse blu di *Figura 6.31* presenta "caratteristiche" simili a quella effettivamente cercata (evidenziata dall'ellisse rossa); per questo motivo viene condotta anche un'analisi di plausibilità della zona analizzata.

Superato il punto morto superiore, in un ciclo molto "ritardato", la pressione risulta decrescente, quindi avviene la combustione e la pressione nuovamente aumenta. Se lo si analizza in termini della sua derivata, significa che la retta tangente alla curva di pressione prima presenta una

pendenza negativa, nel successivo punto di minimo locale si annulla, quindi diventa positiva, nuovamente nulla al picco massimo (locale) ed infine ancora negativa (prima di *Figura 6.33*). Analizzando quindi l'alternanza di segno di tale derivata è possibile individuare la corretta finestra di analisi tra le due possibili (seconda di *Figura 6.33*).

Individuata quindi la zona angolare esatta, trovati i punti estremi in cui la derivata della pressione in scala logaritmica è costante (individuati dalle due linee tratteggiate di *Figura 6.32*), e assunto un margine di "sicurezza" da ambo gli estremi di 5 °CA, si procede allora a calcolare nuovamente il valore del coefficiente n tramite il metodo già proposto nel *paragrafo 4.3.1*

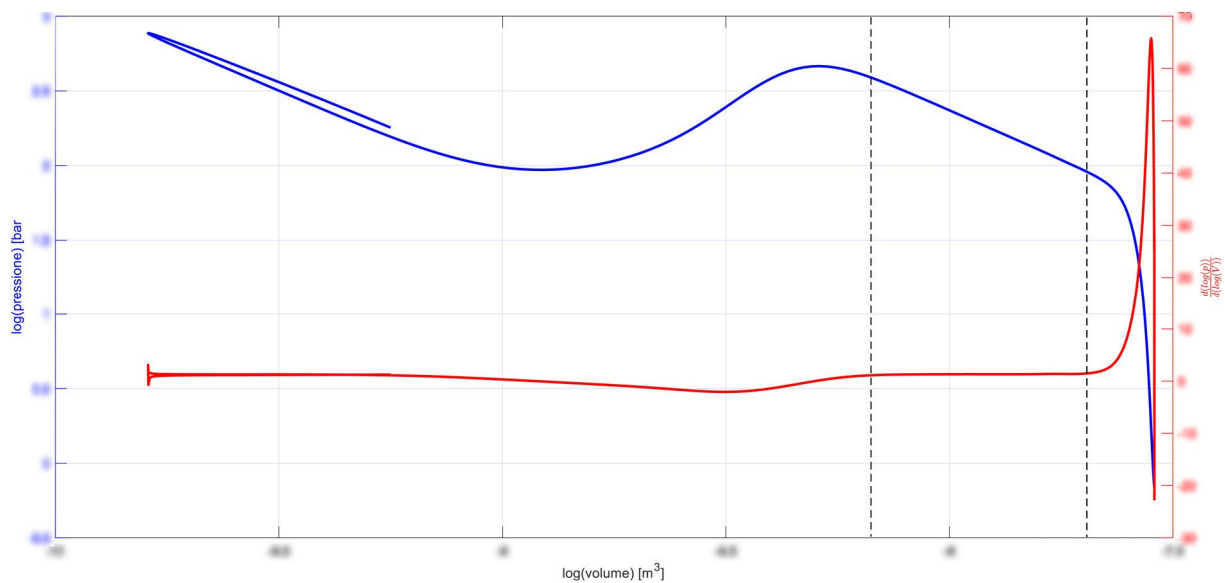


Figura 6.32 – Esempio di individuazione della finestra angolare per il calcolo dell'indice della politropica di espansione nel caso di combustioni molto ritardate.

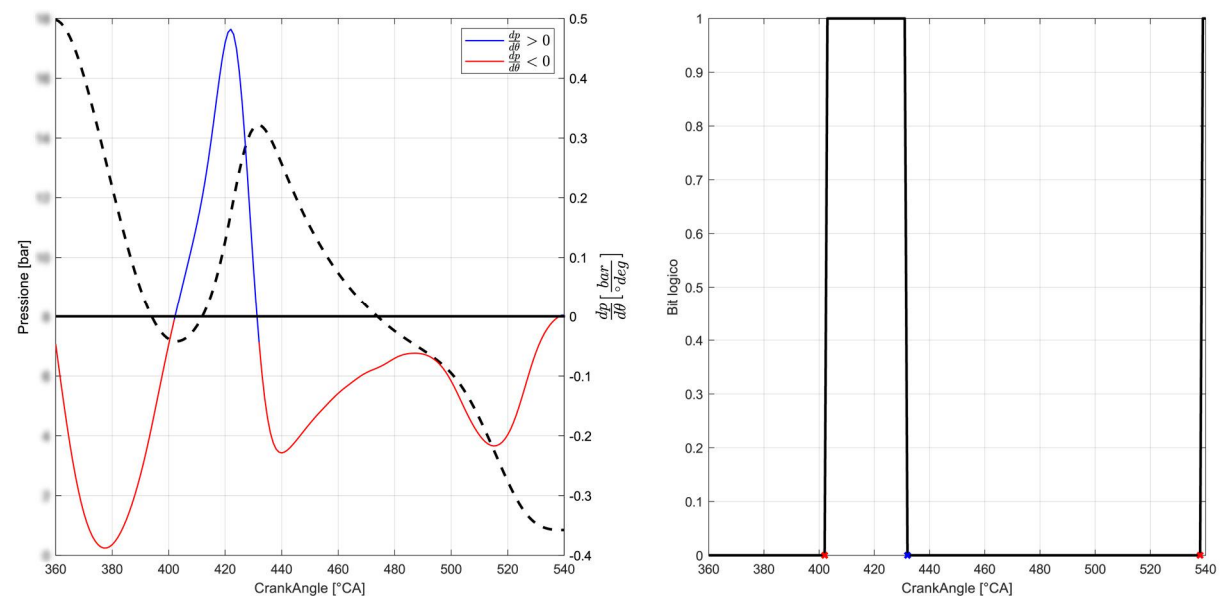


Figura 6.33 – Discriminazione delle due possibili finestre di calcolo del coefficiente della politropica di espansione mediante bit logico.

La metodologia proposta nulla può però in caso di combustioni eccessivamente ritardate, nelle quali l'apertura delle valvole di scarico avviene quando ancora è in corso il processo di conversione dell'energia (*Figura 6.34*); in realtà non avrebbe nemmeno senso parlare di espansione politropica in questo caso, infatti essa risulta interrotta dall'avvenimento d'apertura delle valvole di scarico, e quindi giunge meno una delle ipotesi fondamentali del modello zero-dimensionale della legge di rilascio dell'energia, ovvero quella per cui la massa di fluido operatore (a meno del *blow-by*) deve rimanere costante.

In questi casi "estremi", onde evitare di elaborare risultati dall'evidente significato non fisico, si preferisce non fornire alcun risultato (trattando quindi il ciclo come un *misfire*).

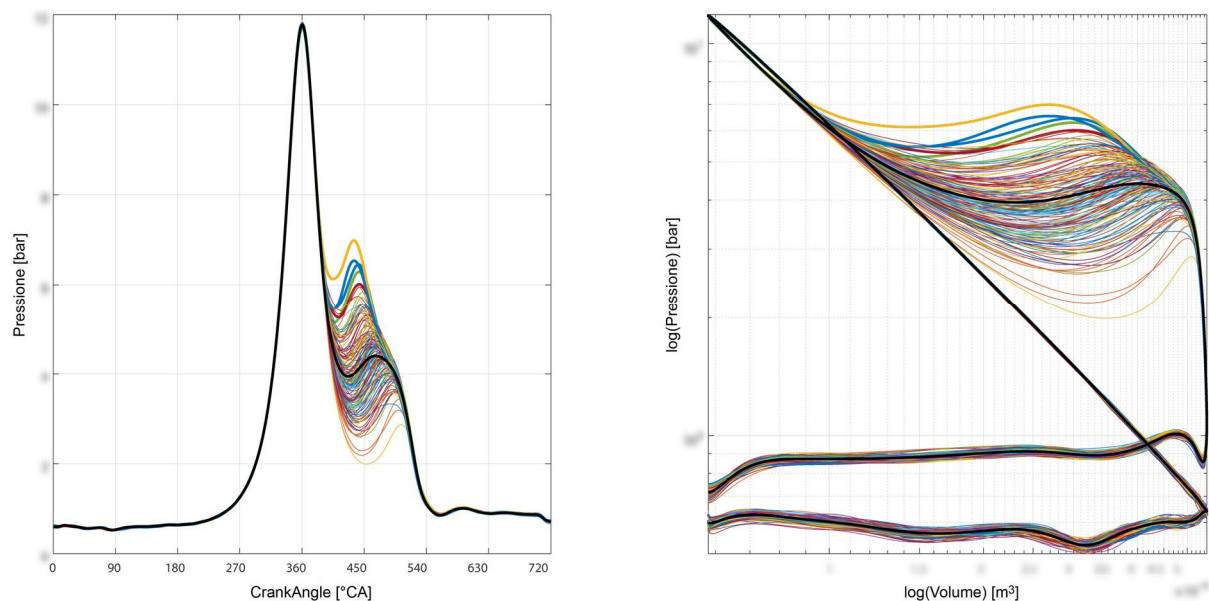


Figura 6.34 – Esempio di cicli fortemente ritardati ($SOC = \sim 70$ [°CA ATDC]) in cui la fase di espansione della combustione viene "interrotta" dall'apertura delle valvole di scarico; pochissimi cicli tra quelli presenti (evidenziati in grassetto) sono utilizzabili per il calcolo dell'esponente della legge politropica di espansione.

6.6.3 – Avvio delle interfacce utente

Terminata questa doverosa fase preliminare di spiegazione riguardo al calcolo del coefficiente della politropica di espansione, si passa ora ad esporre le diverse interfacce utente presenti in questo modulo che sono tre: una relativa all'analisi del ROHR, una attinente all'analisi del CHR ed infine una riguardante agli angoli di combustione.

Al primo avvio di una qualsiasi di esse, viene richiesto all'utente di inserire l'angolo d'inizio e di fine della finestra angolare di analisi del rilascio di calore; alle prime due è possibile accedervi premendo rispettivamente il pulsante '**ROHR**' e '**CHR**' dell'interfaccia principale di *Figura 6.1*; le interfacce generate, sono quelli di *Figura 6.35* e di *Figura 6.36*.

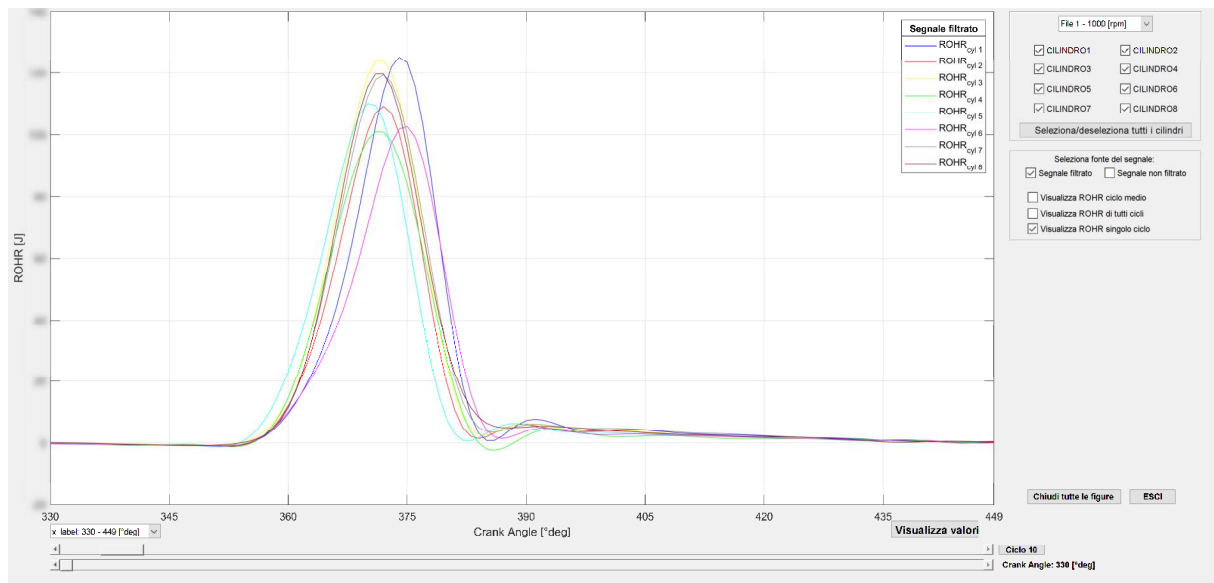


Figura 6.35 – Interfaccia grafica per l’analisi del ROHR.

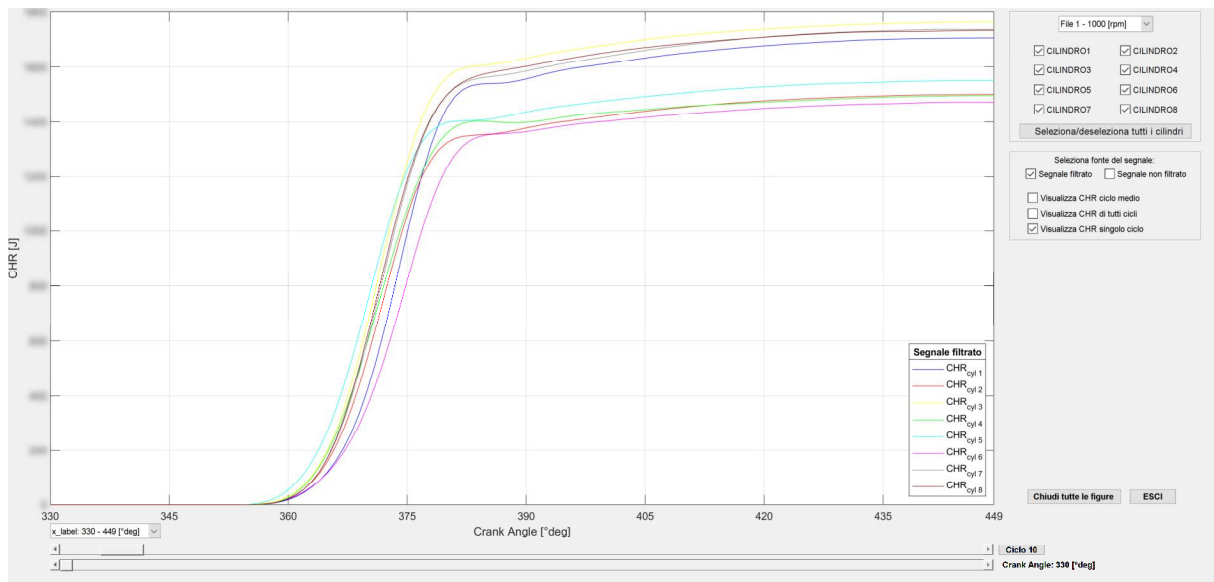


Figura 6.36 – Interfaccia grafica per l’analisi del CHR.

Il loro principio di funzionamento è del tutto simile a quanto esposto per l’analisi della coppia e del lavoro indicato; più interessante risulta invece l’interfaccia relativa all’analisi degli angoli di combustione, alla quale è possibile accedervi premendo il pulsante **‘CAxMFB’** dell’interfaccia principale di *Figura 6.1*. L’interfaccia generata è quella di *Figura 6.37*.

Come per l’interfaccia utente dalla IMEP, sono presenti due menù principali: uno relativo alla selezione della prova e dei cilindri da voler visualizzare (evidenziato dal rettangolo rosso di *Figura 6.37*), mentre l’altro è relativo alla selezione della grandezza da visualizzare (evidenziato dal rettangolo blu di *Figura 6.37*). Di default sono presenti le grandezze più comunemente usate come: CA05MFB, CA10MFB, CA50MFB e CA90MFB.

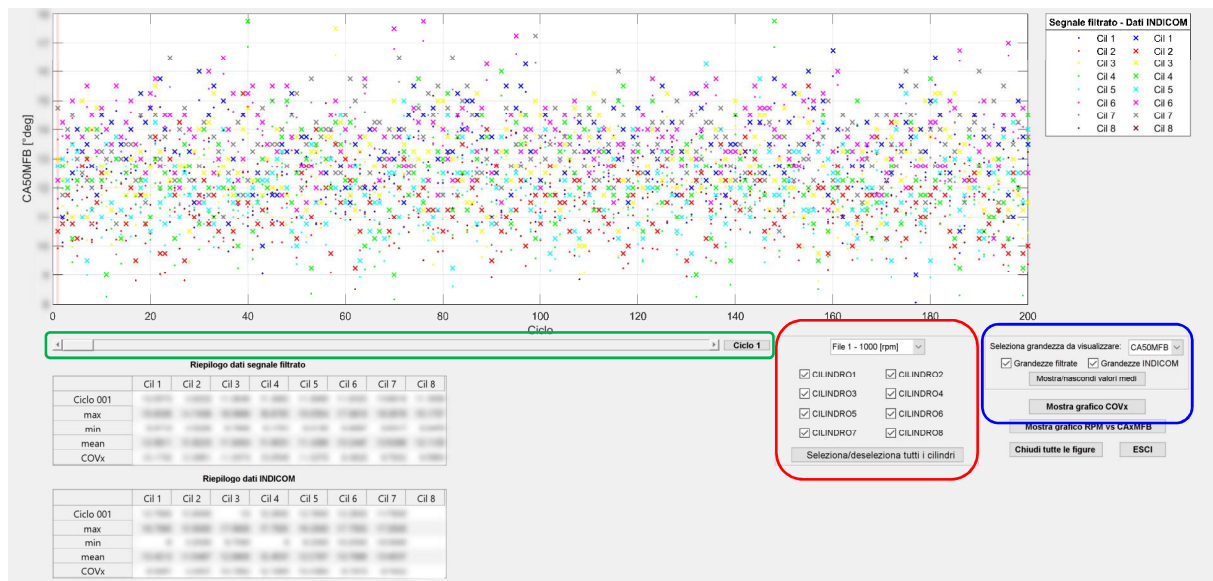


Figura 6.37 – Interfaccia grafica per l’analisi degli angoli di combustione.

È comunque possibile inserire un valore personalizzato, scegliendo tale opzione dall’apposito menù a tendina. È visualizzabile anche il valore medio della grandezza scelta e il rispettivo coefficiente di variazione mostrato per tutte le prove, premendo sui pulsanti corrispondenti.

Osservando la Figura 6.38, Figura 6.39 e Figura 6.40 si può notare come esista un buon livello di correlazione tra i dati calcolati a partire dal segnale di pressione filtrato, e quelli forniti direttamente dal sistema *IndiCom*. L’unico dato a divergere in maniera un po’ più significativa è il CA90MFB (Figura 6.41).

Tale differenza tra i valori calcolati risulta circa uguale per le prime tre grandezze, mentre maggiore per la quarta. In generale è come se il sistema *IndiCom* valutasse una combustione leggermente più “lenta e lunga” rispetto a quanto invece si ottiene considerando i dati di pressione filtrati. Poiché tale differenza è circa costante a vari regimi, lascia allora pensare che si tratti di una piccola differenza di calcolo tra i due metodi.

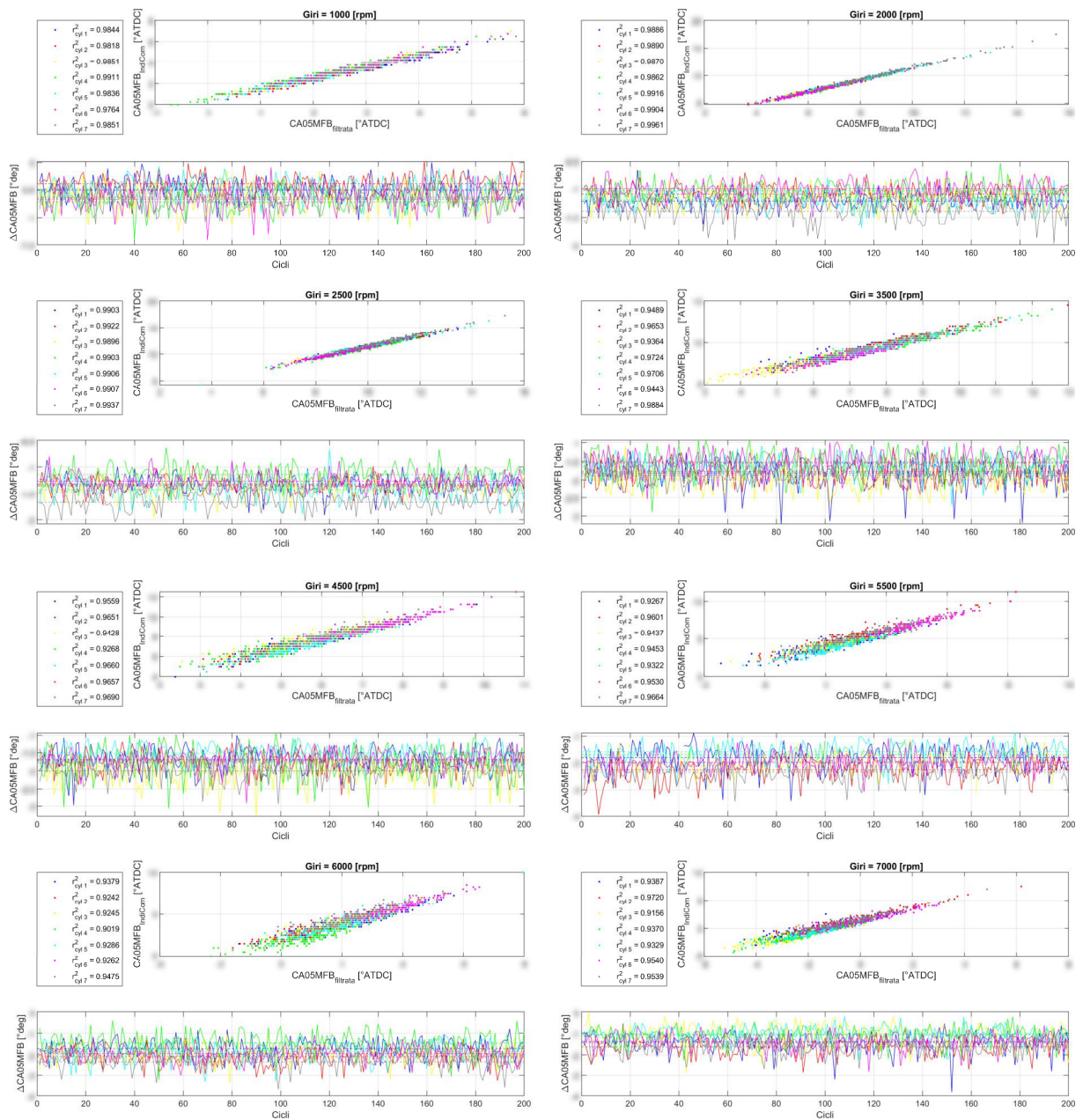


Figura 6.38 – Grado di correlazione tra CA05MFB calcolati a partire dal segnale filtrato e quelli elaborati direttamente dal sistema IndiCom a diversi regimi di rotazione in condizioni di WOT.

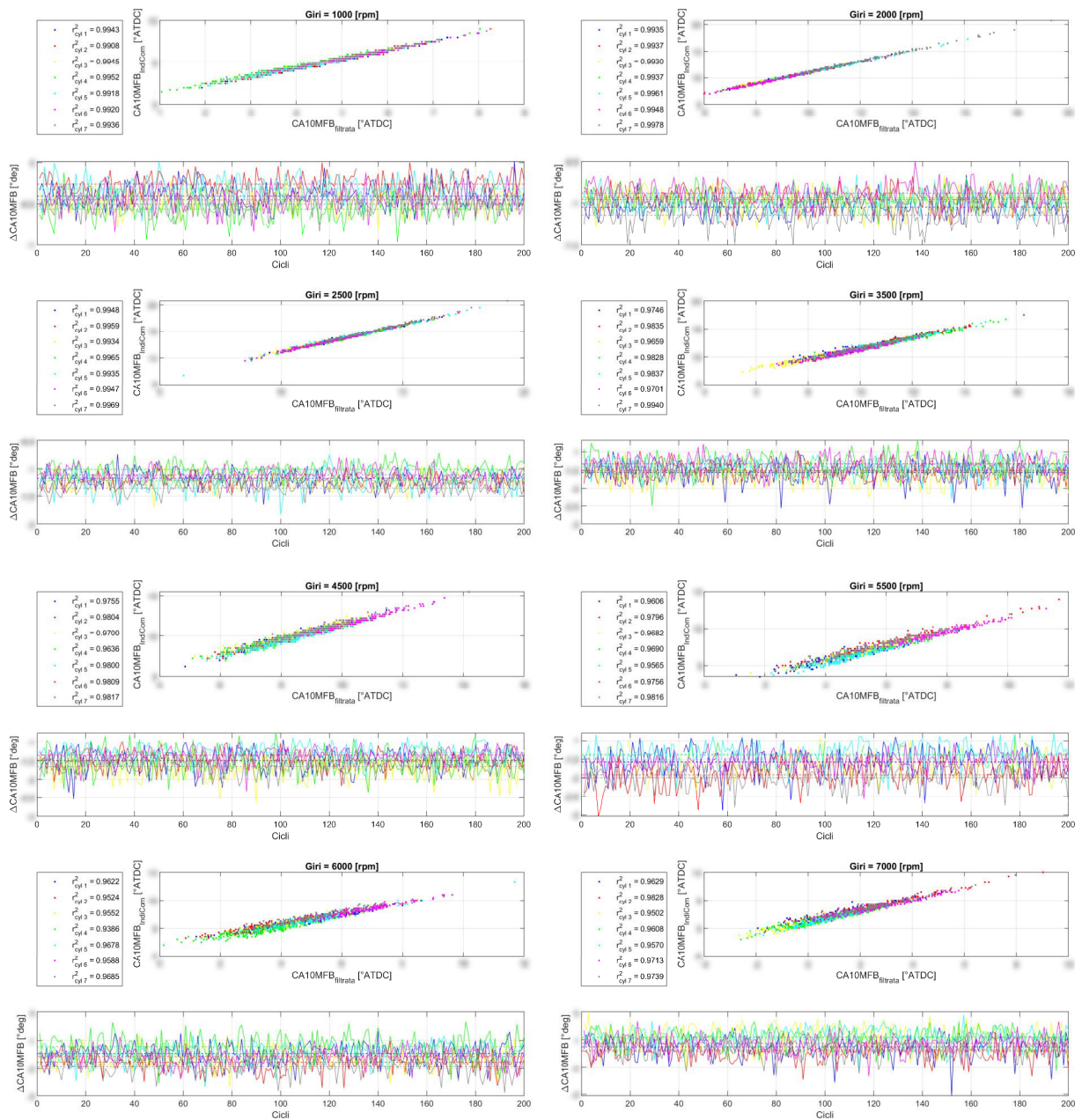


Figura 6.39 – Grado di correlazione tra CA10MFB calcolati a partire dal segnale filtrato e quelli elaborati direttamente dal sistema IndiCom a diversi regimi di rotazione in condizioni di WOT.

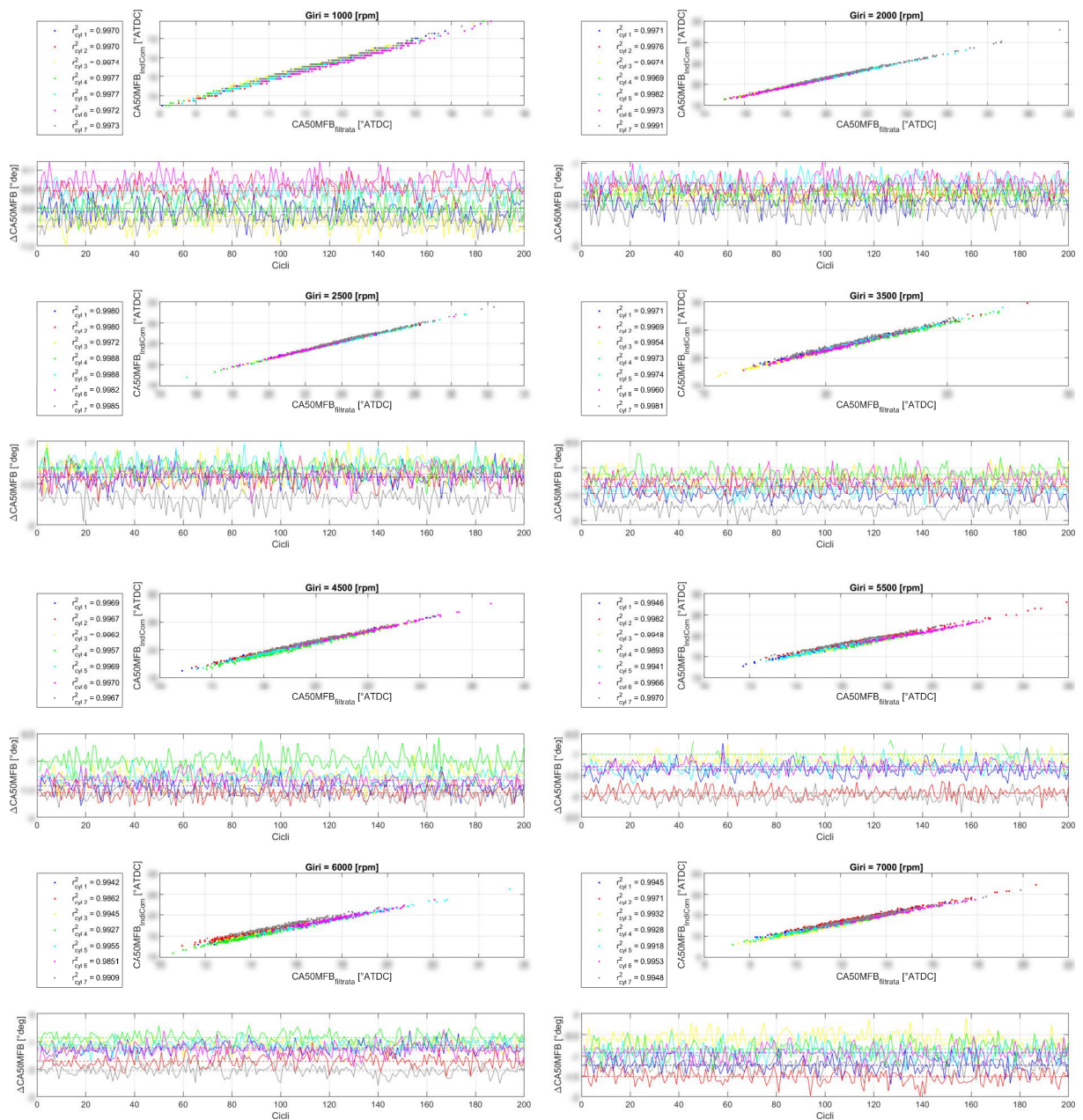


Figura 6.40 – Grado di correlazione tra CA50MFB calcolati a partire dal segnale filtrato e quelli elaborati direttamente dal sistema IndiCom a diversi regimi di rotazione in condizioni di WOT.

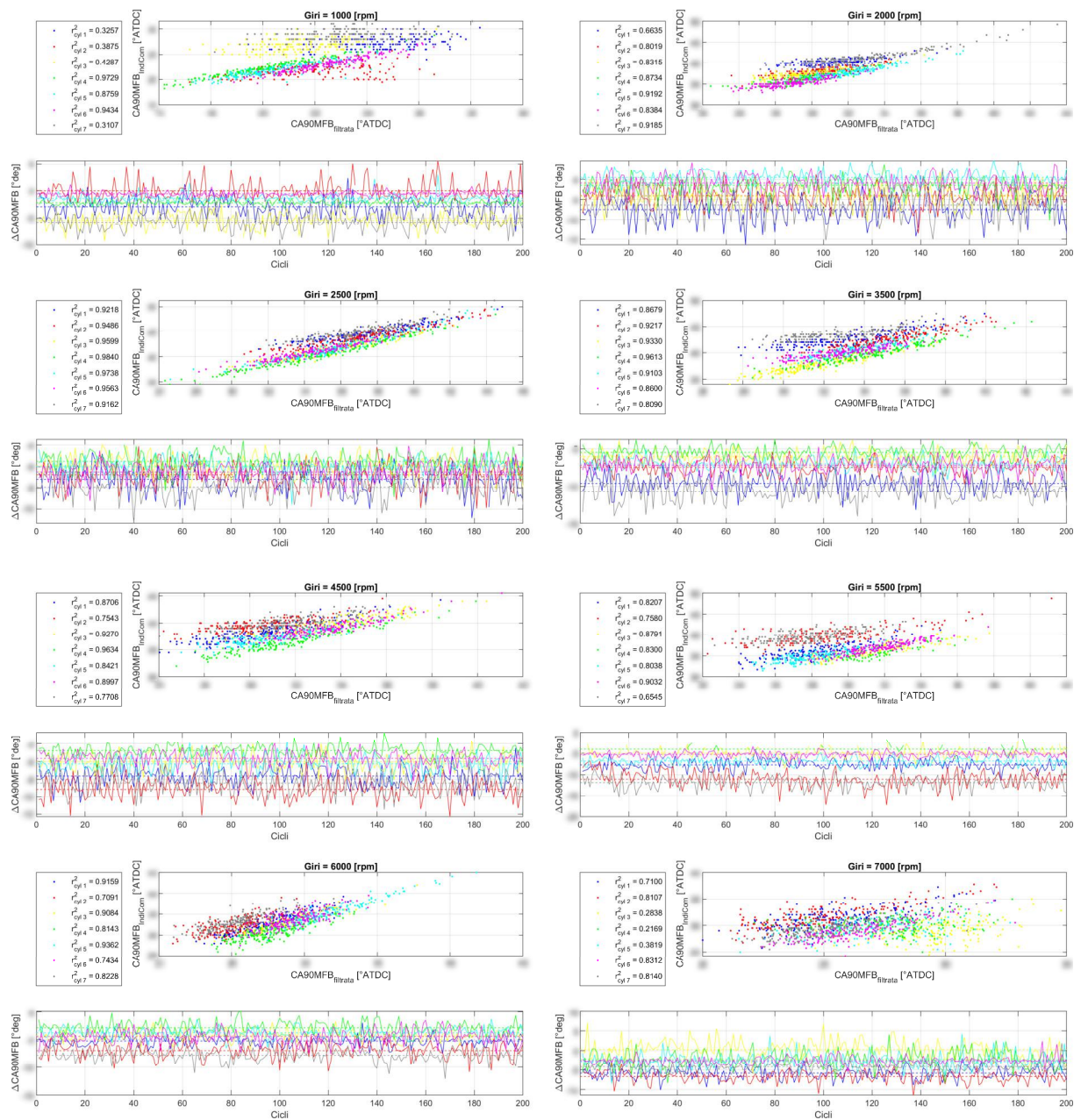


Figura 6.41 – Grado di correlazione tra CA90MFB calcolati a partire dal segnale filtrato e quelli elaborati direttamente dal sistema IndiCom a diversi regimi di rotazione in condizioni di WOT.

6.7 – GUI analisi detonazione

Sebbene non sia propriamente una grandezza indicata, ne sia lo scopo primario di questo tool quello di analizzare questo fenomeno, la detonazione sicuramente rappresenta uno dei fenomeni più importanti che possono essere analizzati a partire dalla traccia di pressione.

Per la sua analisi viene utilizzato il solo segnale grezzo, sarebbe infatti inutile cercare di trarre informazioni utili da uno che invece è stato precedentemente filtrato passa-basso, poiché, come spiegato nel *paragrafo 4.5.1*, il suo contenuto informativo è presente oltre una certa soglia di frequenza.

La prima azione da compiere per la corretta valutazione del fenomeno, è quella di effettuare un filtraggio passa alto del segnale di pressione, questa operazione può essere fatta usando, ad esempio, la funzione *filtfilt* di MATLAB, sfruttando come coefficienti quelli forniti da un filtro di Butterworth del 4° ordine. Si è scelto di utilizzare questa tipologia di filtro perché, se confrontato con altre comuni tipologie, come quello Bessel o di Chebyshev, quello di Butterworth è quello che fornisce il miglior compromesso tra attenuazione e ritardo della risposta.

La funzione *butter* tra i diversi ingressi richiede che la frequenza di taglio sia definita normalizzata rispetto alla frequenza di Nyquist, ovvero metà della frequenza a cui è stato acquisito il segnale. La frequenza di campionamento non risulta però essere un dato noto, ma può venire ugualmente calcolata considerando alcuni altri parametri.

Se fosse noto il periodo T , la velocità di rotazione del motore potrebbe essere ovviamente espressa come:

$$n_{engine} = \frac{60}{T} \quad (6.3)$$

A sua volta il periodo T è esprimibile come il rapporto tra il numero di campioni acquisiti N per la frequenza di campionamento f_c :

$$T = \frac{N}{f_c} \quad (6.4)$$

Sostituendo quindi la (6.4) nella (6.3) ed invertendola per ricavare f_c , si ottiene:

$$f_c = \frac{n_{engine} \cdot N}{60} \quad (6.5)$$

La frequenza di taglio impostata nel filtro passa alto è pari a 4 kHz anche se in realtà, poiché il sensore di pressione non è mai installato direttamente affacciato in camera di combustione, ma posto in un condotto di collegamento nel quale possono instaurarsi fastidiose risonanze, conviene filtrare anche passa-basso oltre alle frequenze caratteristiche della detonazione. Per questo motivo viene adottato un filtro di Butterworth passa banda con frequenza inferiore di taglio pari a 4 kHz e quella superiore pari a 50 kHz (*Figura 6.42*).

Il segnale viene quindi filtrato in una finestra di 70 °CA dopo il punto morto superiore, quindi mediante le relazioni del *paragrafo 4.5.2* vengono calcolati i principali indici.

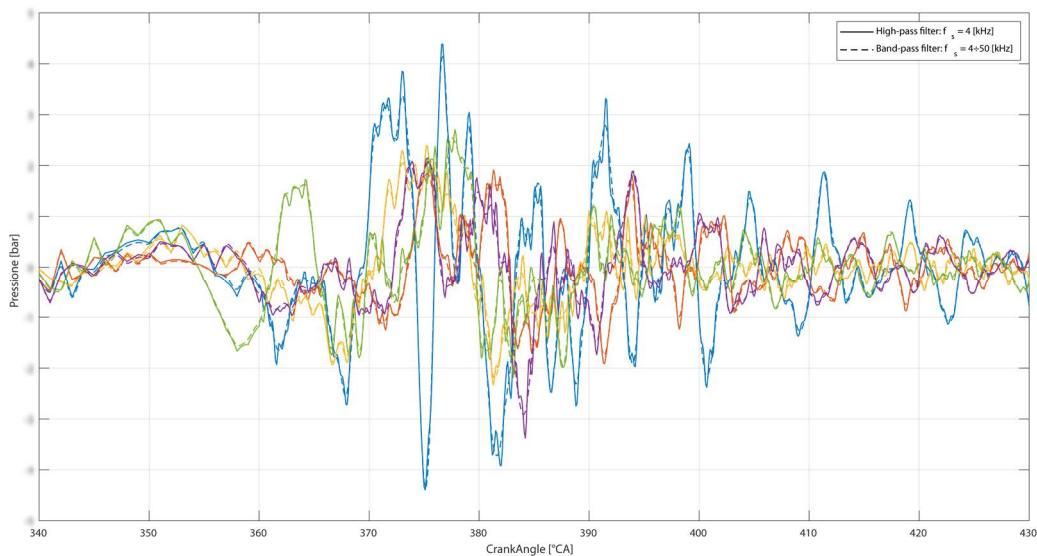


Figura 6.42 – Confronto tra segnale filtrato passa alto (linea continua) e passa banda (linea tratteggiata).

Per accedere quindi all'interfaccia per l'analisi di queste grandezze bisogna premere sul pulsante '**Analisi detonazione**' dell'interfaccia principale di *Figura 6.1*; l'interfaccia che viene generata è quella di *Figura 6.43*.

Nell'interfaccia utente sono presenti: il menù di selezione prova e cilindri (evidenziato dal rettangolo rosso), il menù di selezione degli indici e relative opzioni di visualizzazione (evidenziato dal rettangolo blu); la *cycle-bar* (evidenziata dal rettangolo verde) e la tabella (evidenziata dal rettangolo arancione) contenete dei dati sintetici come il valore dell'indice selezionato, il suo valore massimo/minimo e eventualmente anche il numero di cicli che superano un certo percentile impostato.

Una funzione preliminare utile è rappresentata dal pulsante '*Visualizza tutti indici MAPO prove*' che, se premuto, consente di vedere contemporaneamente tutti i valori del MAPO dei vari cilindri e prove posti in successione, e confrontati con una soglia limite valutata in base ai giri motore secondo la (4.29).



Figura 6.43 – Interfaccia grafica per l’analisi degli indici di detonazione.

Come mostrato in *Figura 6.44*, questa funzione può essere utile per individuare facilmente quelle prove che hanno presentato dei problemi di detonazione, evitando quindi di doverle cercare “manualmente”.

Premendo il pulsante *‘Imposta valore percentile’* è possibile visualizzare quali cicli, relativamente alla prova e ai cilindri selezionati, eccedono un certo valore limite valutato appunto sulla base di un percentile impostabile dall’utente; di default viene proposto il percentile 95. Inoltre è possibile visualizzare l’andamento in ordine crescente dei valori dell’indice di detonazione selezionato, confrontandolo con il rispettivo valore di percentile imposto premendo il pulsante *‘Mostra grafico percentile’* (*Figura 6.45*).

Premendo il pulsante *‘Imposta soglia MAPO vs RPM’* consente di impostare una soglia dell’indice di MAPO in accordo alla (4.29); i valori che eccedono tale soglia massima vengono evidenziati con una crocetta, il numero totale di cicli detonanti viene riportato nella tabella riassuntiva. Questa funzione è disponibile solamente quando è selezionato anche l’indice di MAPO; se viene cambiata grandezza allora questa funzione viene disattivata in automatico.

Infine, premendo sul pulsante *‘Visualizza correlazione indici detonazione’* è possibile osservare la correlazione tra i vari indici, sia quelli calcolati dal codice, che quelli valutati da sistema *IndiCom*.

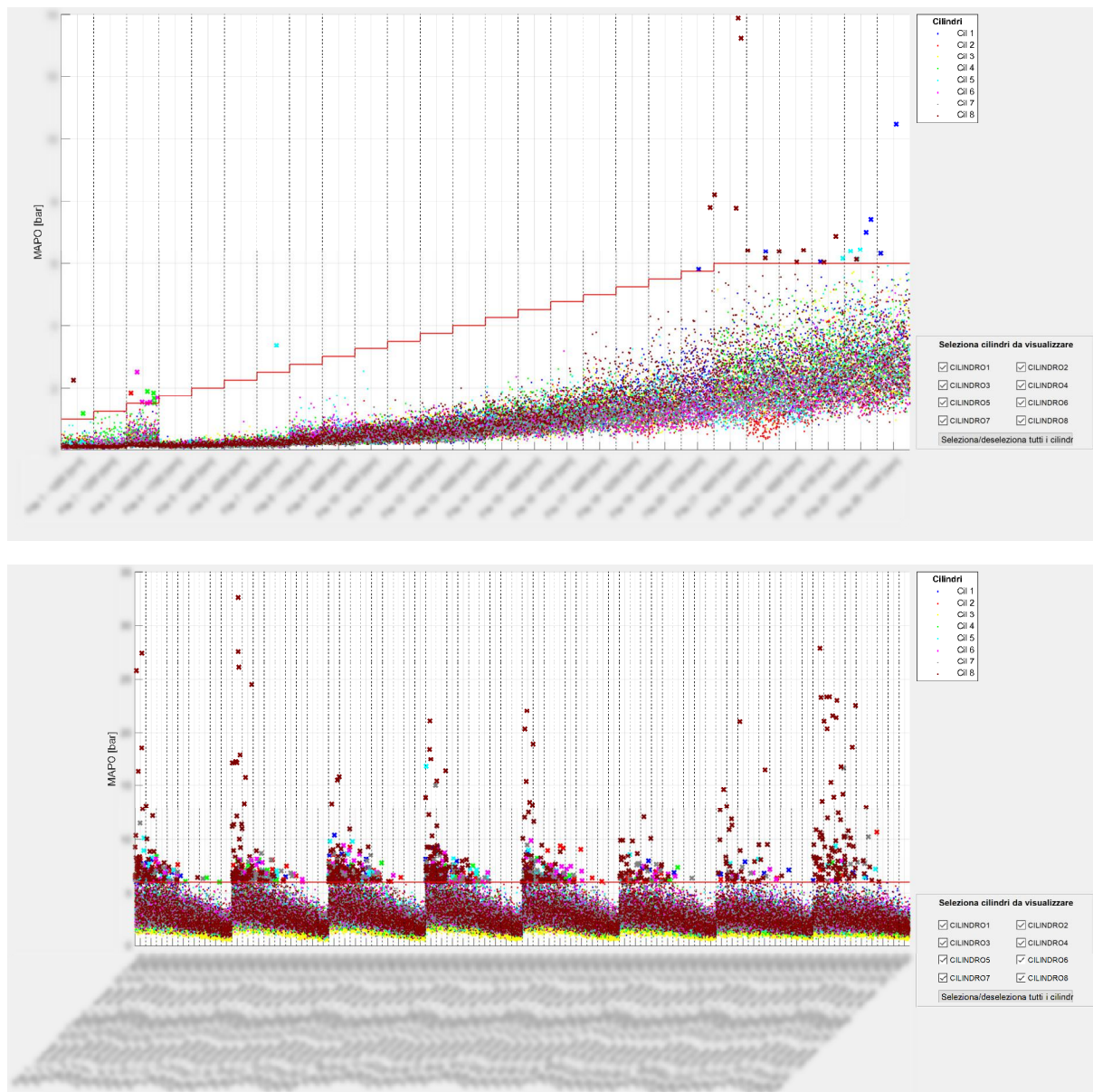


Figura 6.44 – Esempio di visualizzazione “complessiva” dell’indice MAPO nelle diverse prove caricate nel caso di una curva di potenza (in alto) e in caso di sweep di VVT (in basso).

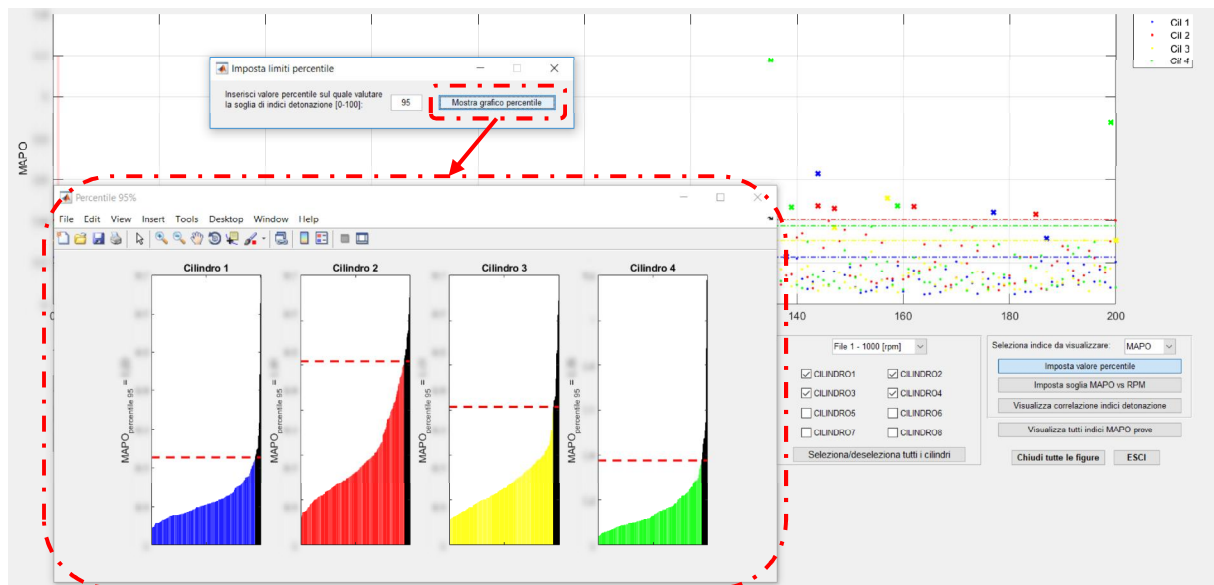


Figura 6.45 – Esempio di selezione e visualizzazione dei percentili dell'indice di detonazione selezionato.

Osservando la *Figura 6.46* si nota come la correlazione tra gli indici maggiormente usati come il MAPO (calcolato) e il KP_PK (ottenuto da *IndiCom*) sia decisamente buona fino ai regimi medi, poi tende a diminuire.

Questo comportamento può essere giustificato dal fatto che, l'indice KP_PK (*Peak Knock*), pur basandosi anch'esso sulla valutazione del picco massimo di pressione del segnale filtrato passa alto, il suo calcolo risulta leggermente diverso rispetto a quanto invece implementato nel codice. Esso infatti, in accordo a quanto riportato sul rispettivo manuale utente, viene elaborato utilizzando un filtro di Bessel del secondo ordine passa banda con rispettive frequenze di taglio pari a 4 kHz (impostabile dall'utente) e 25 kHz (definita dal sistema).

La scelta di questa tipologia di filtro è giustificata dal fatto che un filtro di Bessel non presenta ritardi di fase nella banda passante, per cui si adatta molto bene ad un applicazione in *real time*, come quella offerta da *IndiCom*; per contro un filtro di questa tipologia presenta una marcata attenuazione dell'ampiezza del segnale nei pressi della frequenza di taglio.

Inoltre, adottando un limite superiore piuttosto "stringente" come 25 kHz, esiste il serio rischio di eliminare alcune componenti ad alta frequenza che invece potrebbero essere utili per la determinazione degli eventi detonanti, in quanto questi possono presentare delle componenti energetiche fino ad almeno 50 kHz.

Se l'indice di MAPO venisse calcolato secondo il metodo implementato dal sistema *IndiCom*, i risultati che si otterrebbero risulterebbero meglio correlati all'indice KP_PK su tutto il regime (*Figura 6.47*).

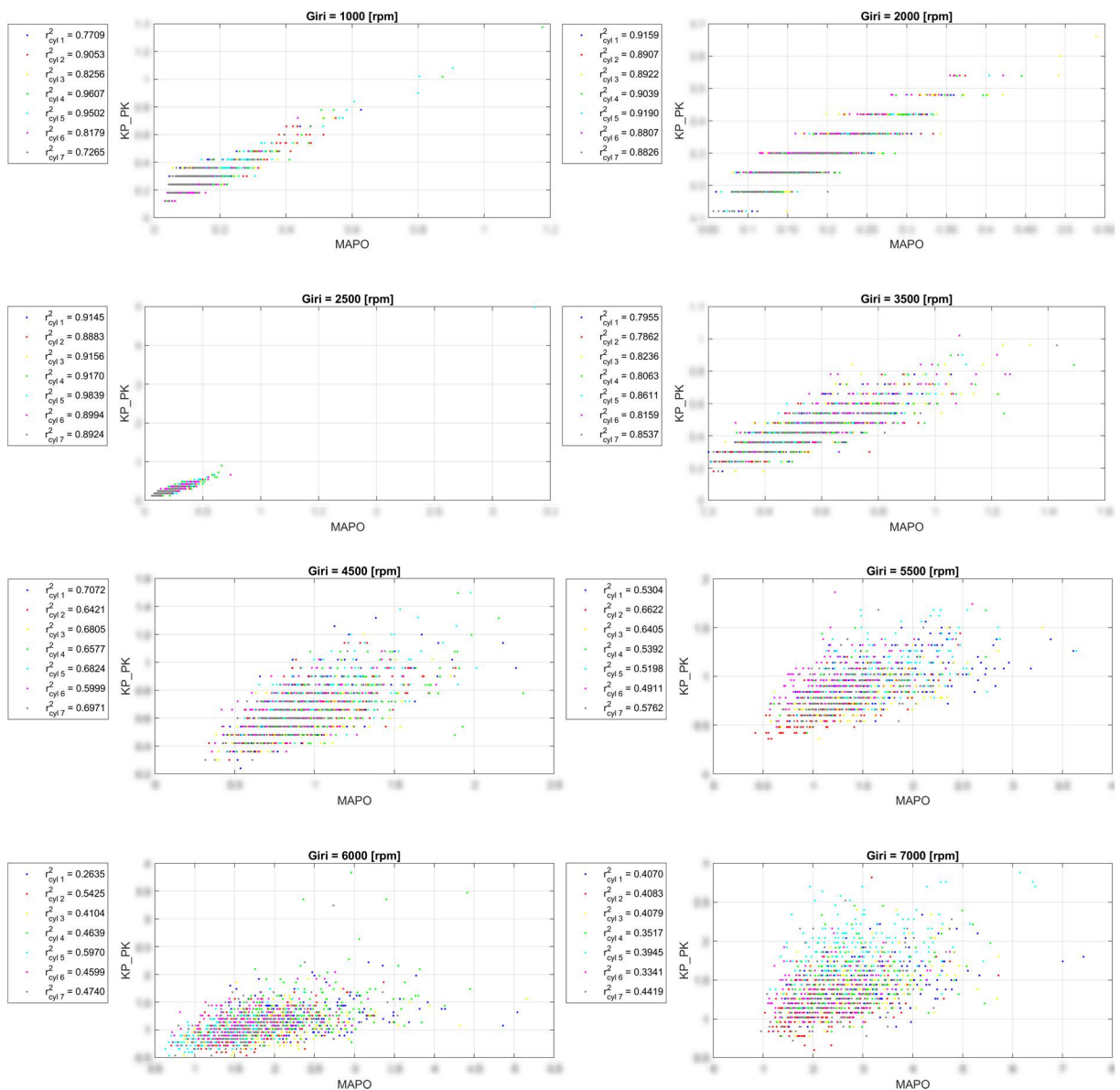


Figura 6.46 – Grado di correlazione tra l'indice MAPO calato dal segnale grezzo e l'indice KP_PK fornito dal sistema IndiCom a diversi regimi di rotazione in condizioni di WOT.

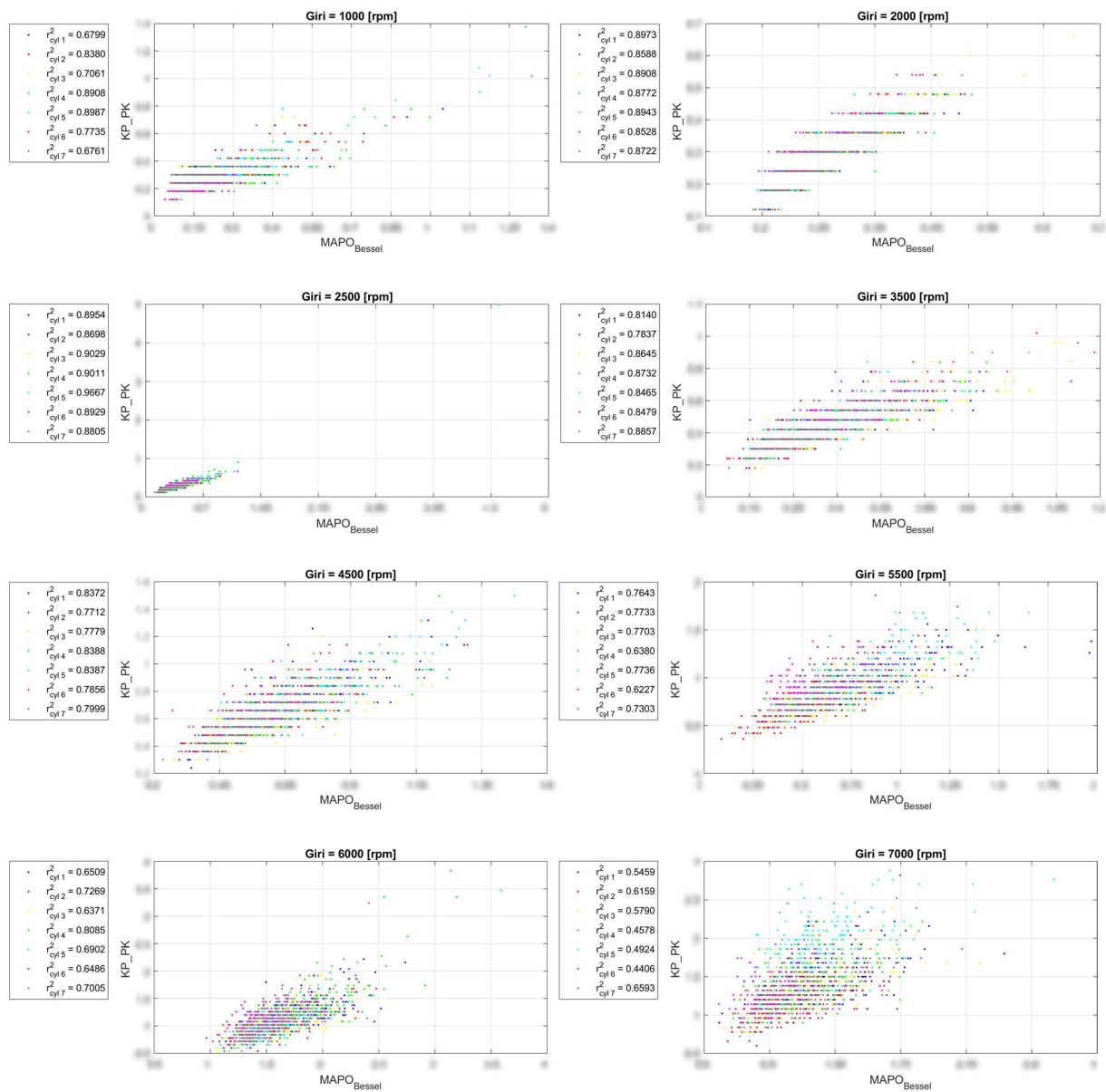


Figura 6.47 – Grado di correlazione tra l'indice MAPO calato dal segnale grezzo usando un filtro di Bessel e l'indice KP_PK fornito dal sistema IndiCom a diversi regimi di rotazione in condizioni di WOT.

Analizzando invece la *Figura 6.48* si può notare come la correlazione tra l'indice ID e il corrispettivo KP_INT risulti buona anche ai regimi più elevati. Questi indici infatti, sono valutati nella stessa maniera, ovvero come l'integrale del segnale di pressione filtrato passa-alto e finestrato tra i punti d'interesse, rappresentando quindi una specie di “energia” totale del segnale.

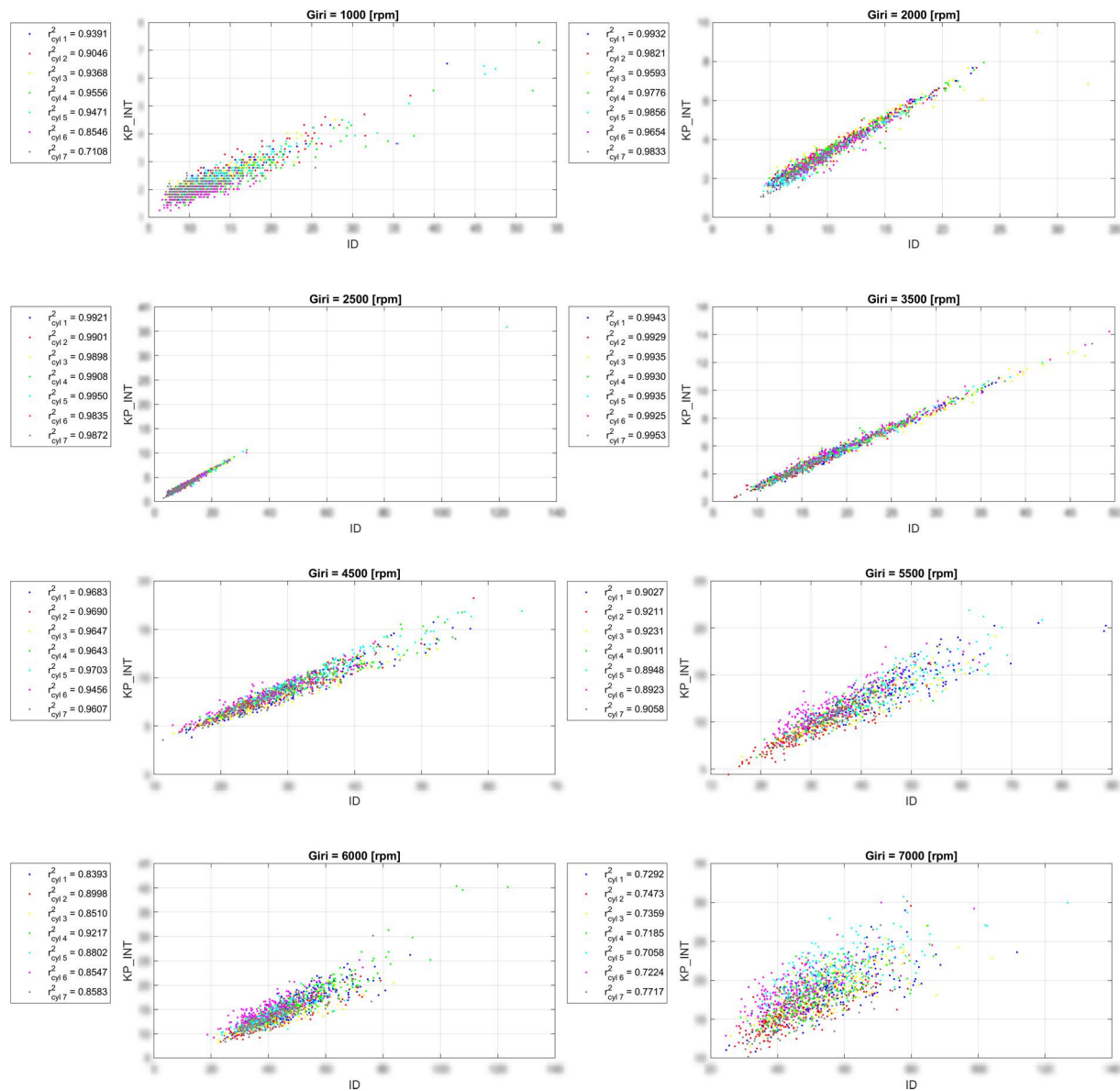


Figura 6.48 – Grado di correlazione tra l'indice ID calato dal segnale grezzo e l'indice KP_INT fornito dal sistema IndiCom a diversi regimi di rotazione in condizioni di WOT.

7 – Analisi *sweep* VVT

Nei motori tradizionali, le leggi di apertura e di chiusura della valvole di aspirazione e di scarico, sia in termini di fasatura angolare che di alzata, rimangono fisse al variare dei giri e del carico del motore; esse infatti sono determinate dalla geometria degli eccentrici che le comandano.

Nel caso di propulsori destinati alla trazione stradale, questi quasi mai si trovano a lavorare a punto “fisso”, ma operano su di un ampio campo di numero di giri e di carico. La configurazione geometrica scelta pertanto, deve cercare di essere la più ottimale possibile per le diverse condizioni di utilizzo del motore.

Appare chiaro allora come un sistema di azionamento variabile della fasatura valvole (VVT – *Variable Valve Timing*), attuando un cambiamento della posizione angolare di fase rispetto ad un valore base, possa essere in grado di garantire prestazioni ottimali alle diverse combinazioni di regime e di carico, senza dover scendere a compromessi.

7.1 – Principio di funzionamento del VVT

Lo sforzo d’innovazione in questo campo è rivolto principalmente alla realizzazione di complessi e sofisticati sistemi idraulici che siano in grado di realizzare l’attuazione richiesta. I primi dispositivi realizzati erano in grado di operare in maniera discreta tra due o al massimo tre profili di camme differenti, quelli più odierni hanno invece la possibilità di operare con continuità all’interno di un campo di funzionamento comunque limitato; sistemi ulteriormente più sofisticati sono in grado di variare non solo la fase di apertura e/o chiusura delle valvole, ma anche la rispettiva corsa (VVL – *Variable Valve Lift*).

Un disegno schematico di un semplice sistema VVT è raffigurato in *Figura 7.1*, esso è costituito da un rotore (rappresentato in grigio scuro) che è collegato rigidamente all’asse a camme e da uno statore (rappresentato in grigio chiaro) il quale è collegato, tramite cinghia, catena di distribuzione o cascata d’ingranaggi all’albero motore.

Tra i due dispositivi è presente una o più camere riempite d’olio, quando la valvola di comando idraulica risulta chiusa, il fluido non può defluire e quindi si comporta come un distanziale rigido tra i due elementi facendoli ruotare all’unisono; quanto invece è aperta, l’olio, spinto

dallo statore posto in movimento dell'albero motore, defluisce via, consentendo quindi una rotazione relativa tra i due elementi.

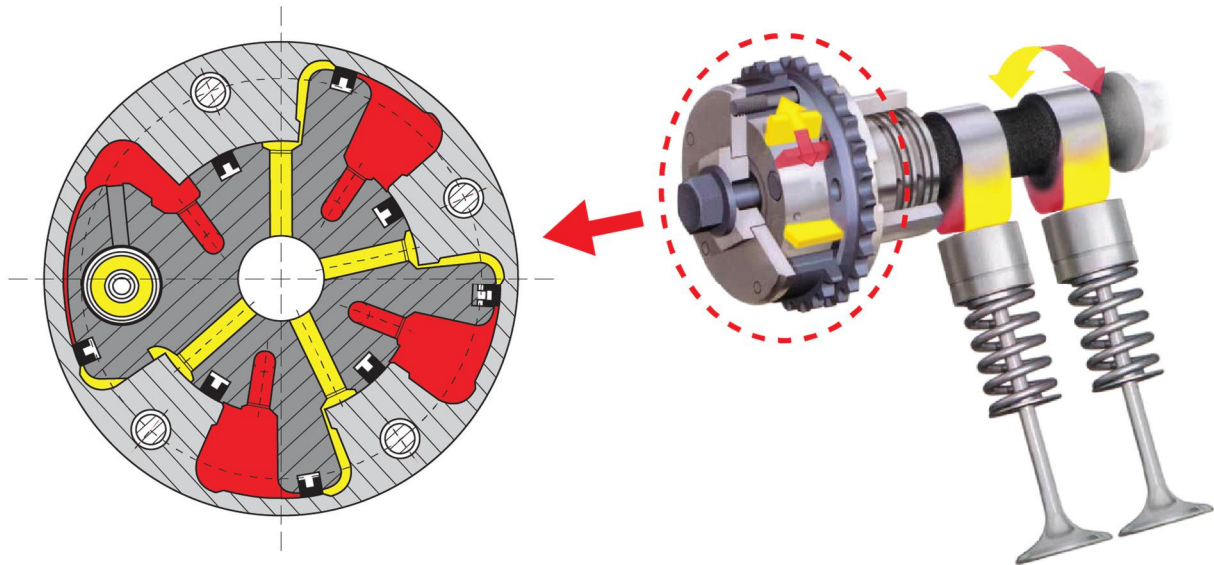


Figura 7.1 – Esempio schematico di realizzazione di un sistema VVT

L'entità di rotazione angolare realizzabile è ovviamente funzione delle dimensioni delle camere presenti e, in tutti i casi, anticipata o ritardata che sia, un sistema come questo, quando il rotore va a battuta con lo statore, realizza un'alzata valvola pari al suo valore massimo. Se si vuole far variare anche questo parametro, fino ad annullarlo del tutto (realizzando il così detto *cylinder on demand*), è necessario adottare sistemi di diverso tipo, come i VVL.

Nel caso in cui fosse controllabile solamente l'istante di chiusura della valvola d'aspirazione, si parlerebbe allora di sistemi denominati anche EIVC (*Early Intake Valve Closing*); osservando la legge di alzata valvole di *Figura 7.2* si può notare come, quando viene aspirata la massa d'aria corrispondente ad un certo livello di carico, viene comandata la chiusura della valvola di aspirazione.

Regolando quindi tale comando in maniera più meno anticipata è possibile eliminare, o quantomeno limitare l'impiego della valvola a farfalla ai carichi parziali, riducendo di conseguenza le dannose perdite energetiche per pompaggio che questa comporta.

Inoltre idealmente, la depressione che si forma all'interno del cilindro dopo la chiusura della valvola di aspirazione, non comporta lavoro aggiuntivo poiché, nonostante venga richiesta maggiore energia durante la restante corsa di aspirazione, questa viene restituita durante la successiva fase di compressione (funzionando quindi come una molla ad aria).

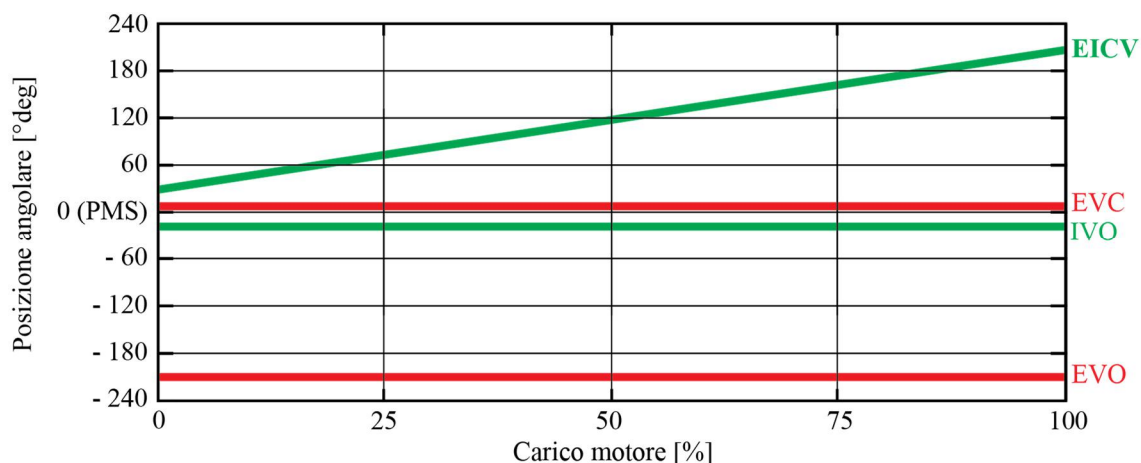


Figura 7.2 – Legge di apertura e chiusura valvola di aspirazione e scarico in un sistema EIVC.

Come mostrato in *Figura 7.3*, se confrontato con un motore tradizionale, questo sistema permette di ridurre solamente le perdite derivanti dal pompaggio in fase d’aspirazione.

Come noto, in un motore comandato tramite valvola a farfalla, al diminuire del carico richiesto aumenta il lavoro di pompaggio e cala la corsa effettiva di compressione (con ripercussioni negative sul rendimento termodinamico); un sistema EIVC funzionante a pieno carico presenta un andamento del diagramma di indicatore simile al precedente, per quanto riguarda invece il funzionamento ai carichi parziali, il rendimento indicato tra il ciclo WOT e quello parzializzato può rimanere anche il medesimo, ma sicuramente vi sarà un decadimento del rendimento termodinamico in quanto diminuisce ancora l’effettiva corsa del rapporto di compressione a disposizione, con inevitabili ripercussioni negative sul rendimento complessivo.

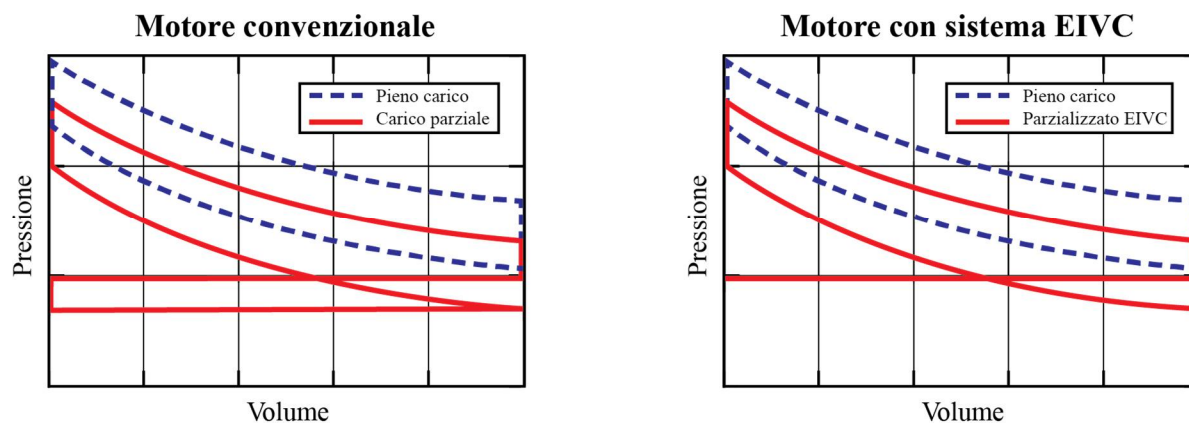


Figura 7.3 – Confronto ciclo indicato tra un motore tradizionale (a sinistra) ed uno dotato di sistema EIVC (a destra).

Al fine di cercare di massimizzare anche il rendimento termodinamico, si può pensare allora di cercar di far variare anche la legge di chiusura della valvola di scarico, in maniera tale che una parte della carica sia costituita da aria fresca e una da gas esausti, questi sistemi sono definiti LEVC (*Late Exhaust Valve Closing*).

Facendo riferimento alla *Figura 7.4*, operando ai carichi parziali, se si mantengono aperte più a lungo le valvole di scarico, è possibile ritardare la chiusura di quelle di aspirazione poichè la quantità di miscela fresca aspirata è minore. Ritardando la chiusura di ambo le valvole, è possibile ottenere una pressione interna al cilindro, a fine fase di aspirazione, maggiore rispetto ad un sistema EIVC.

Mantenendo quindi il più possibile aperte le valvole di aspirazione e limitando la quantità di miscela fresca aspirata, ritardando contestualmente la chiusura delle valvole di scarico, è possibile mantenere il più elevato possibile il rapporto effettivo di compressione (inteso come rapporto tra il volume disponibile quando la pressione è pari a quella ambiente e il volume a fine fase di compressione), con evidenti ripercussione positive sul rendimento termodinamico e complessivo.

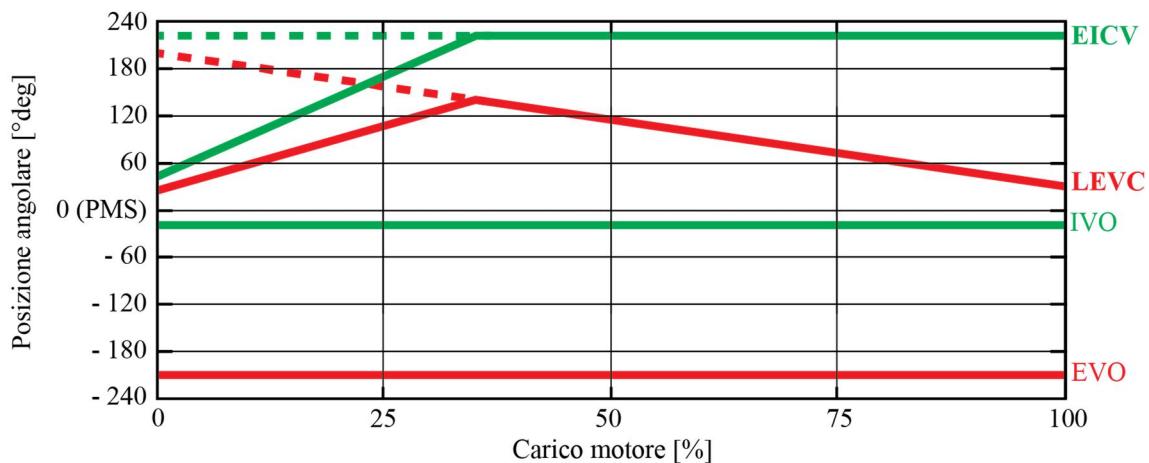


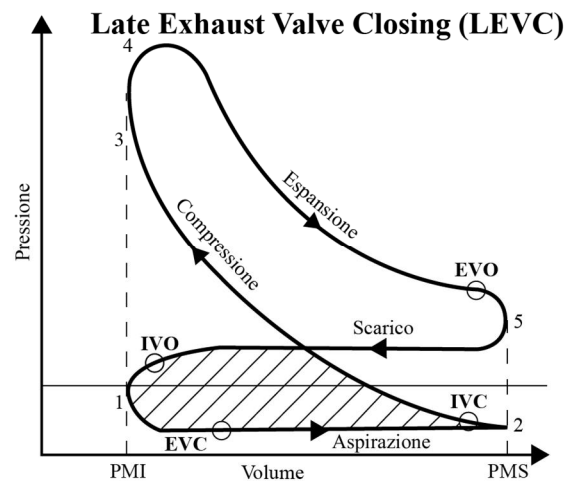
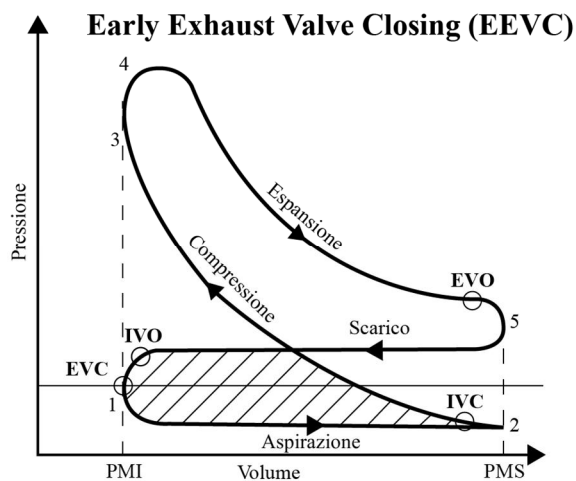
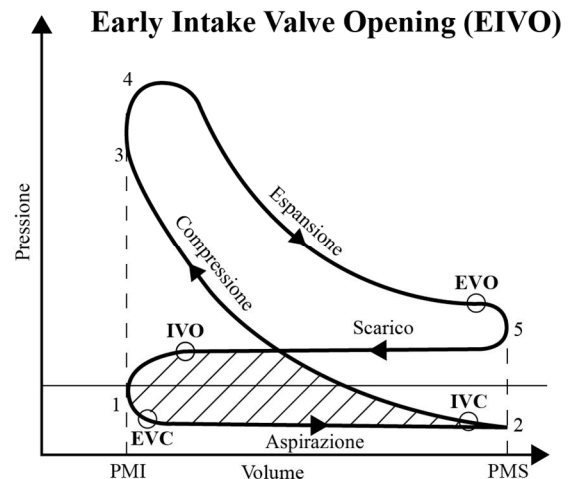
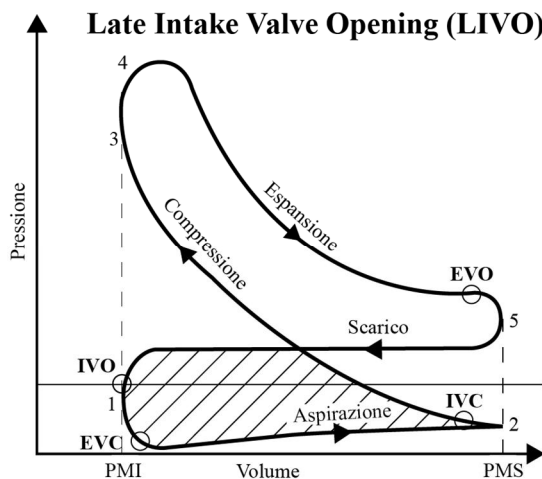
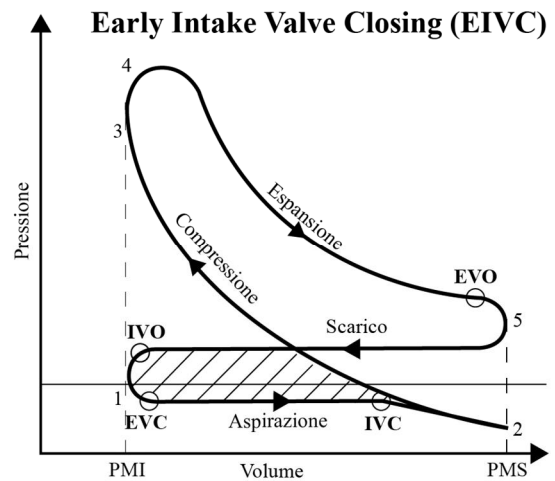
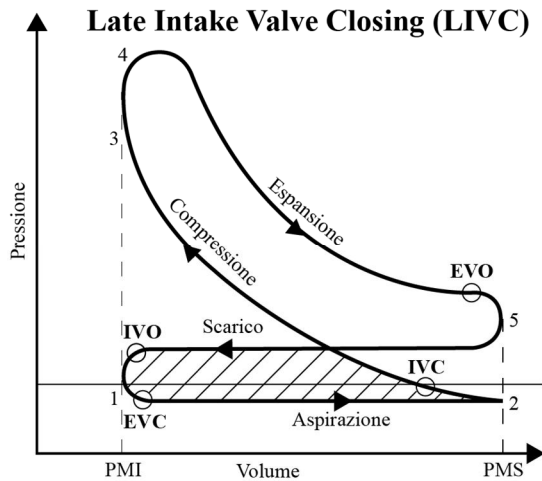
Figura 7.4 – Legge di apertura e chiusura valvola di aspirazione e scarico in un sistema LEVC.

Esiste però un limite superiore sulla quantità di gas esausto tollerabile in camera oltre il quale, la combustione diventa instabile; per questo motivo è necessario anticipare la chiusura delle valvole di scarico e contestualmente, anticipare anche la chiusura delle valvole di aspirazione per ridurre la portata di miscela fresca all'interno del cilindro. Il valore massimo di EGR è dettato dalla massima variabilità ciclica tollerabile e dall'insorgere della detonazione.

Considerazioni analoghe possono essere fatte anche ritardando o anticipando l'apertura della valvola di aspirazione/scarico (*Figura 7.5*), ottenendo quindi otto possibili variazioni di fase:

1. chiusura ritardata della valvola di aspirazione *LIVC – Late Intake Valve Closing*;
2. chiusura anticipata della valvola di aspirazione *EIVC – Early Intake Valve Closing*;
3. apertura ritardata della valvola di aspirazione *LIVO – Late Intake Valve Opening*;
4. apertura anticipata della valvola di aspirazione *EIVO – Early Intake Valve Opening*;

5. chiusura anticipata della valvola di scarico *EEVC* – *Early Exhaust Valve Closing*;
6. chiusura ritardata della valvola di scarico *LEVC* – *Late Exhaust Valve Closing*;
7. apertura anticipata della valvola di scarico *EEVO* – *Early Exhaust Valve Opening*;
8. apertura ritardata della valvola di scarico *LEVO* – *Late Exhaust Valve Opening*.



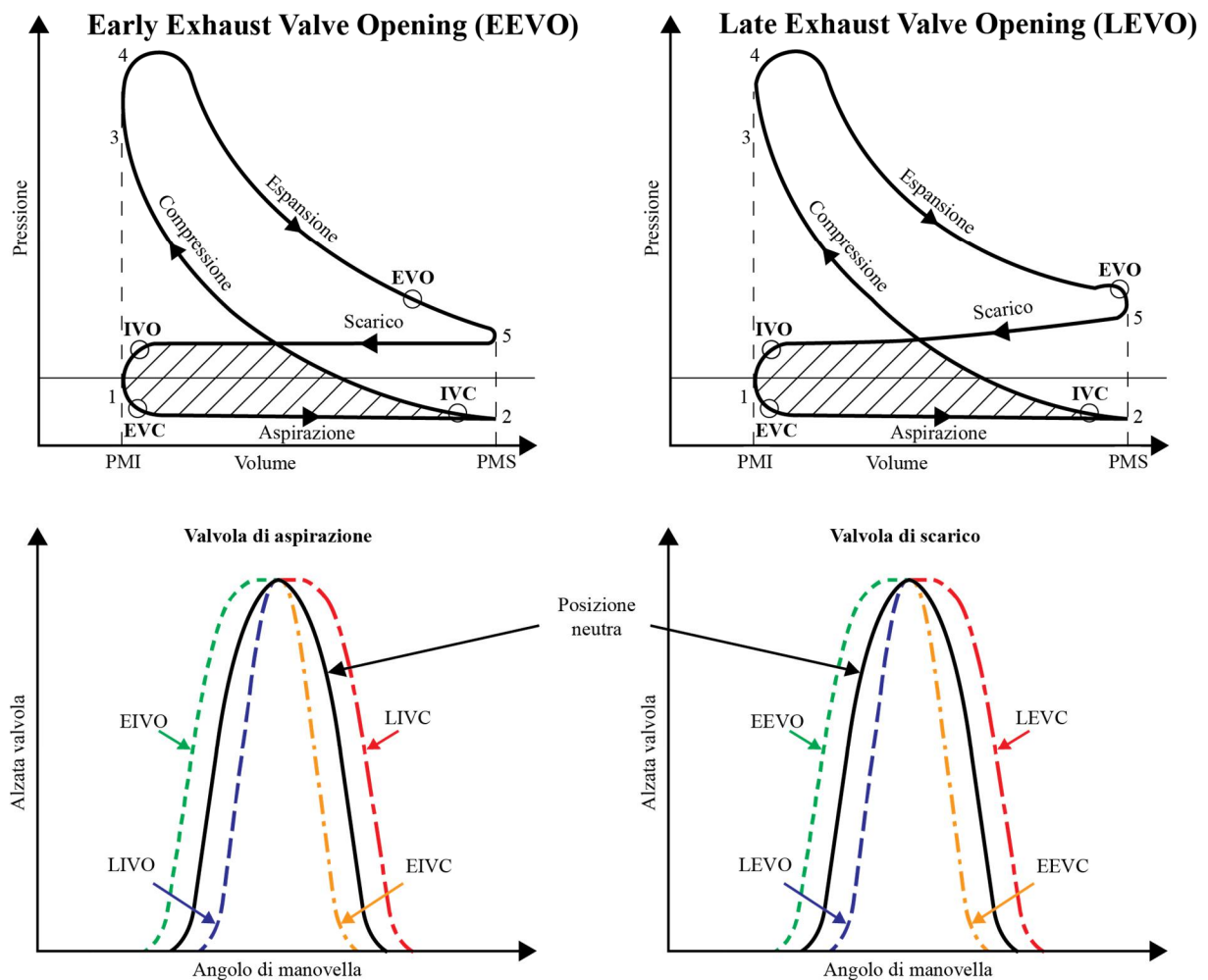


Figura 7.5 – Esempi schematici dei cicli indicati al variare delle diverse strategie di apertura e chiusura delle valvole di aspirazione o di scarico.

Combinando assieme (tutte oppure in parte) queste metodologie, è possibile ottenere un sistema VVT il più completo possibile; i principali benefici derivanti dall'impiego di un sistema che comprende queste strategie di variazione dalle fasatura delle valvole sono riassumibili in:

- ottimizzazione del riempimento del cilindro sulla maggior parte del campo di funzionamento del motore, questo si traduce sia in un incremento della potenza e della coppia erogata, che nella prontezza di risposta ai transitori;
- è possibile regolare il carico del motore controllando direttamente la massa d'aria aspirata dal cilindro ad ogni ciclo mediante opportune leggi di alzata delle valvole, in questa maniera è possibile eliminare, o comunque limitare, l'utilizzo della valvola a farfalla e con essa le perdite energetiche associate dal lavoro di pompaggio;
- è possibile influenzare il processo di combustione, generando nel cilindro movimenti turbolenti della carica per mezzo di opportune leggi di alzata delle valvole di aspirazione o per favorire la fuoriuscita dei gas combusti, favorendo il ciclo di lavaggio.

7.2 – Svolgimento della prova

L'obiettivo della calibrazione di un sistema VVT è quello di individuare i valori ottimali di apertura e chiusura delle valvole di aspirazione e di scarico, nelle diverse condizioni di funzionamento del motore. In particolare il sistema provato è in grado di modificare la sola posizione iniziale di apertura della valvola di aspirazione e di scarico, per cui, anticipandone o ritardandone l'attuazione cambierà anche il valore di chiusura, ma la durata angolare rimarrà costante (è in grado quindi di "traslare" la legge di moto, ma non di modificarne la "forma", come mostrato in *Figura 7.6*).

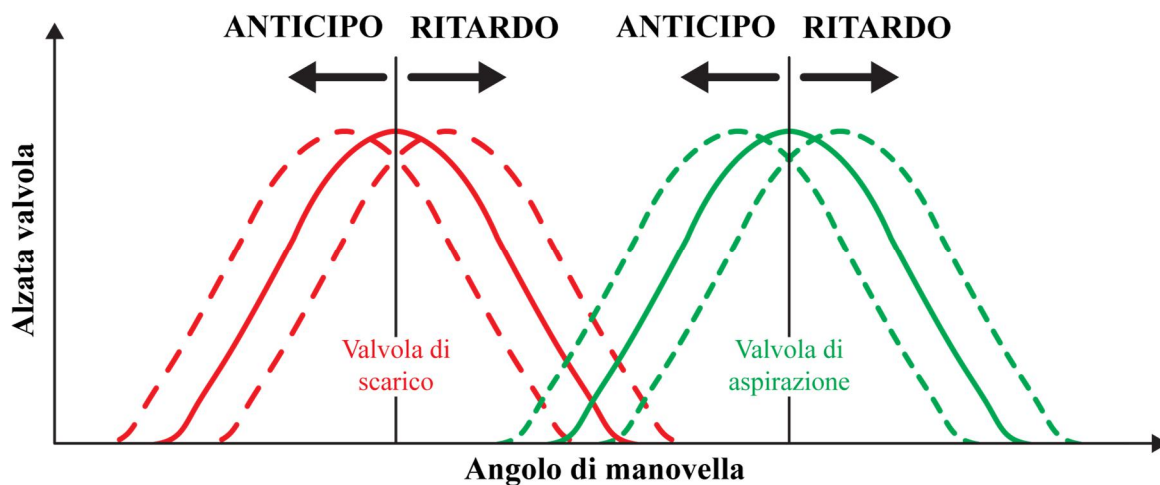


Figura 7.6 – Esempio di campo di variabilità della fasatura delle valvole di aspirazione e di scarico in un sistema VVT.

È chiaro che, viste le innumerevoli combinazioni di parametri che possono esserci, per evitare di influenzare in maniera significativa i risultati del test, è necessario che questi vengano mantenuti il più possibile costanti.

Definito quindi un punto di funzionamento in termini di regime di rotazione e carico, impostati quindi gli altri parametri (come l'anticipo di accensione) su valori considerati "ottimali", mantenendo costante la posizione di uno dei due variatori l'altro viene fatto progressivamente ruotare; successivamente, viene cambiata la posizione del primo dispositivo, quindi viene fatto nuovamente ruotare il secondo in maniera progressiva; si procede quindi in questa maniera fintanto che non vengono completati tutti i punti d'interesse,

Tali rotazioni relative vengono attuate tramite la console del banco di prova, in particolare i nomi delle variabili che comandano i variatori di fase sono:

- **wnwa_w**: controlla la posizione relativa dell'asse a camme di scarico;
- **wnwe_w**: controlla la posizione relativa dell'asse a camme di aspirazione.

Il valore zero di tali grandezze si riferisce alla posizione “neutra”, ovvero quella che avrebbero gli assi a camme se non fossero dotati di un sistema VVT; un valore positivo indica un anticipo di apertura della corrispondente valvola rispetto alla posizione base, mentre un valore negativo un ritardo.

L’attuazione della posizione dei variatori di fase deve però essere condotta nel rispetto di determinate grandezze limite; nel caso specifico possono essere assunti come riferimento la temperatura allo scarico (in particolare quella di ingresso turbina e catalizzatore), insorgere della detonazione e variabilità ciclica eccessiva. Questo comporta che il piano quotato che si ottiene può risultare “parziale”.

Data la moltitudine di grandezze che vengono acquisite in questo genere di prove, le informazioni relative alle tracce di pressione vengono salvate, come già visto, dal sistema *IndiCom*, mentre quelle acquisite dal banco dal sistema *AVL PUMA*. Quest’ultime possono essere esportate per mezzo di un semplice file di testo contenente tutte le grandezze d’interesse selezionate dall’utente.

Per “sincronizzare” le memorizzazioni effettuate, con i rispettivi cicli di pressione, viene utilizzata la logica presentata nel paragrafo 6.1.1, ovvero il numero conseguente all’ID è relativo alla memorizzazione *PUMA* eseguita, mentre l’estensione finale del file *IndiCom* è relativa alla singola acquisizione svolta.

7.3 – Avvio interfaccia e caricamento dati

L’interfaccia grafica relativa all’analisi degli sweep VVT può essere aperta premendo il pulsante ‘*Analisi sweep VVT*’ dell’interfaccia principale di *Figura 6.1*; l’interfaccia che viene generata è quella di *Figura 7.7* ed è suddivisa in tre parti:

1. la prima, evidenziata dal rettangolo rosso, è il menù di caricamento o elaborazione del file *PUMA*;
2. la seconda, evidenziata dal rettangolo blu, è il menù di caricamento/filtraggio delle tracce di pressione ed elaborazione delle grandezze indicate da esse ricavabili;
3. la terza, evidenziata dal rettangolo verde, è relativa alla tipologia di output grafico da mostrare sulla base dei dati precedentemente elaborati.

Nel caso in cui si volesse caricare il file *.mat* dei dati precedentemente elaborati, occorre premere sul pulsante ‘*Carica memo ‘.mat’ risultati PUMA*’.

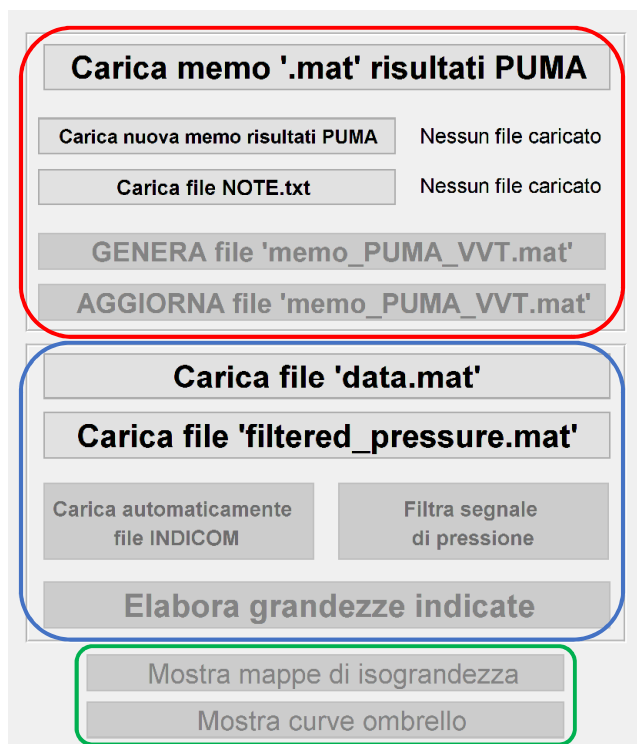


Figura 7.7 – Interfaccia principale per l'analisi degli sweep VVT.

Quando si vuole invece eseguire l'analisi di una nuova prova, il primo passo da compiere è l'elaborazione del rispettivo file *PUMA*. Questo deve essere un documento di testo organizzato nella seguente maniera:

- la prima riga deve contenere il nome delle variabili esportate;
- la seconda riga deve contenere l'unità di misura;
- le restanti righe devono contenere il rispettivo valore numerico dalla grandezza rispetto la quale si riferiscono.

I dati, organizzati quindi per colonne, devono essere intervallati tra di loro tramite un solo “*tab*” e, affinché sia possibile associare correttamente ad ogni memorizzazione le corrette tracce di pressione acquisite, è essenziale che il valore dell'*AVL independent time* sia univoco.

I file di testo possono contenere i dati relativi ad un solo punto motore, oppure di molteplici, il codice è infatti in grado di riconoscere le singole prove svolte in base al numero di giri; è chiaro che un approccio del primo tipo comporta un maggior numero di file da dover caricare, ma l'organizzazione dei risultati risulta assai più semplice.

Per caricare questi file bisogna premere il pulsante ‘*Carica nuova memo risultati PUMA*’, il testo laterale ad esso viene quindi aggiornato in base al numero di file caricati; premendovi due

volte velocemente con il tasto destro del mouse è possibile, se necessario, eliminare i file precedentemente caricati.

Può accadere che all'interno dell'acquisizione *PUMA* vi siano prove ripetute, come verrà spiegato più avanti, è il codice stesso ad "interpretare" l'andamento della posizione dei variatori di fase per elaborare le ultime prove effettuate, se invece si vogliono eliminare specifiche acquisizioni, premendo il pulsante '*Carica file NOTE.txt*' è possibile importare dei documenti di testo contenenti gli indici degli *AVL independent time* da eliminare. Questi file di completamento devo essere così realizzati:

- il nome del file di testo deve contenere '*ID*' e il rispettivo numero identificativo della memorizzazione *PUMA* alla quale si riferisce;
- gli indici da eliminare devono essere delimitati superiormente dalla scritta '*ELIMINARE*' ed inferiormente da una serie di '_' (almeno tre);
- ad ogni riga deve corrispondere un solo indice, per indicare una sequenza consecutiva di indici da dover eliminare essi devono essere posti nella seguente maniera:

da XX a YY

dove *XX* è il primo indice della sequenza, mentre *YY* è l'ultimo, non è importante utilizzare specificatamente i delimitatori '*da*' e '*a*', è importante che siano dei caratteri e non numeri o simboli;

- il file di testo può contenere anche altri commenti, purché questi siano posti al di fuori dei delimitatori degli indici da dover eliminare.

Anche in questo caso, il testo laterale viene aggiornato in base al numero di file "note" caricati e, premendovi due volte velocemente con il tasto destro del mouse, è possibile rimuoverli se necessario.

7.3.1 – Elaborazione dei risultati *PUMA*

Una volta caricati i file *PUMA* e gli eventuali file di completamento, viene attivato il pulsante '*GENERA file 'memo_PUMA_VVT.mat'*' il quale consente, come suggerisce il nome, di realizzare un file di tipo *.mat* contenente le diverse grandezze suddivise in base al regime di rotazione e, all'interno di ognuno di essi, le grandezze sono organizzate secondo lo sweep dei variatori di fase. Le prove in realtà andrebbero classificate anche in base al carico motore, ma tutte le prove analizzate erano relative a condizioni di WOT, essendo eseguite su di un motore

ad elevate prestazioni in cui lo scopo primario è quello di massimizzare le prestazioni assolute di coppia e di potenza.

Prima dell'elaborazione vera e propria, viene chiesto all'utente (tramite l'interfaccia di *Figura 7.8*) di selezionare le principali variabili d'interesse, questo perché molto spesso i file *PUMA* contengono, per facilità di esportazione, un numero maggiore (se non addirittura la totalità) delle grandezze che vengono acquisite dal banco durante la prova. Quelle invece strettamente necessarie per l'analisi dello sweep VVT sono relativamente poche, tra queste vi sono (selezionate di default):

- **AVL_INDEP_TIME**
- **GIRI**: regime di rotazione medio acquisito dal banco;
- **wnwa_w**: comando di attuazione dell'asse a camme di scarico;
- **wnwe_w**: comando di attuazione dell'asse a camme di aspirazione;

Senza l'utilizzo di queste variabili non è possibile fare funzionare correttamente il codice; è ovvio che è possibile importare tutte le variabili che si pensa possano essere utili per eseguire le successive analisi, come la coppia letta dal freno, il consumo orario, le temperature lungo la linea di scarico, ecc.

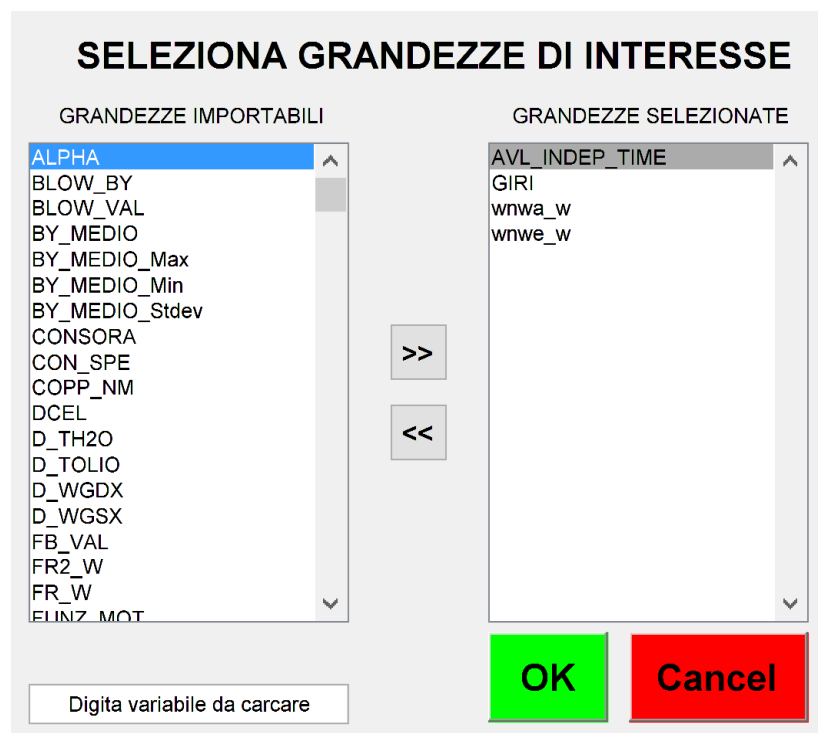


Figura 7.8 – Interfaccia grafica di selezione delle grandezze importabili dalle memorizzazioni PUMA.

Dato il possibile elevato numero di variabili, è presente una casella di testo editabile in cui digitare il nome, o una sua parte, della variabile cercata; bisogna specificare come l'algoritmo sia *case sensitive*, ovvero fa distinzione tra i caratteri scritti in maiuscolo e quelli in minuscolo.

Attraverso le opportune frecce poste al centro dell'interfaccia è possibile aggiungere o rimuovere le grandezze selezionate, mentre confermando oppure annullando la selezione si prosegue con l'avanzamento del codice.

Le grandezze atte alla selezione sono estratte a partire dal primo file caricato, si presuppone infatti che le variabili esportate, o quantomeno quelle d'interesse, siano comuni a tutte le prove da dover elaborare.

Se la selezione delle grandezze è avvenuta correttamente, il primo passo è quello di distinguere se il file della memorizzazione *PUMA*, che si sta analizzando, contenga uno o più regimi di rotazione. Per questa operazione si considera la variabile *GIRI*; al fine di eliminare eventuali piccole fluttuazioni di velocità tra una prova e l'altra, viene arrotondata a step di 25 rpm; successivamente, sfruttando la funzione *isoutlier* di MATLAB vengono identificati eventuali *spike* ed eliminati, quindi viene calcolato il coefficiente della retta di primo grado che interpola i punti presenti.

Se tale coefficiente angolare è nullo, allora le acquisizioni contenute all'interno del file analizzato appartengono tutte al medesimo regime di rotazione, altrimenti si procede a suddividere le prove in base ai giri. Per fare quest'ultima operazione possono essere adottate diverse tecniche, la più semplice in assoluto è quella di combinare assieme i risultati derivanti dalle funzioni *sort* e *unique* di MATLAB.

Facendo riferimento a *Figura 7.9*, mediante la prima funzione i giri, ed anche i corrispondenti indici delle prove, vengono organizzati in maniera crescente, successivamente sfruttando le opzioni '*first*' e '*last*' della seconda funzione è possibile individuare rispettivamente gli indici a cui corrispondono il primo (rappresentati dalle crocette rosse) e l'ultimo valore (rappresentati dalle crocette blu) dei giri ordinati precedentemente. Combinando in maniera opportuna questi valori è possibile separare i singoli regimi di rotazione dall'insieme complessivo delle prove.

Suddivise le varie prove in base ai giri, il passaggio successivo è quello di assicurarsi che non vi siano prove ripetute all'interno di ogni step di regime; trattandosi di prove in cui possono cambiare contemporaneamente due parametri, ovvero le posizioni relative dei variatori di fase, il codice deve anzitutto riconoscere quale dei due viene mantenuto bloccato al variare dell'altro.

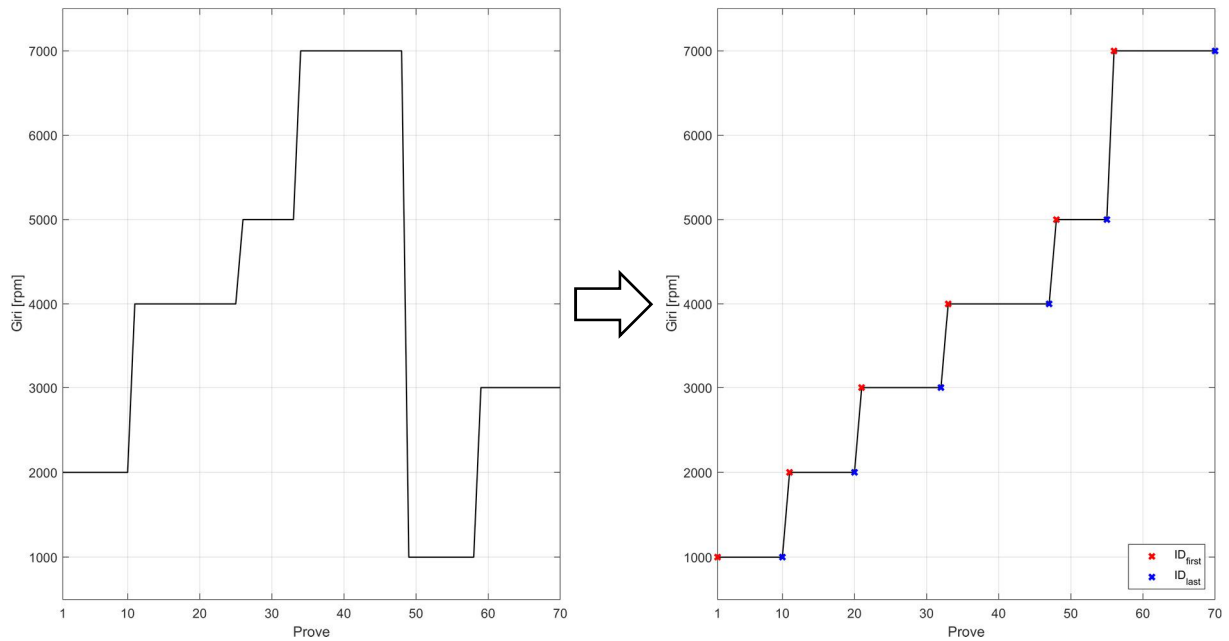


Figura 7.9 – Schematizzazione grafica di come vengono organizzate le prove in base ai giri ed individuati i punti che le delimitano.

Le prove infatti sono eseguite in maniera tale che uno tra i variatori di fase sia mantenuto ad un valore fisso, mentre l'altro viene fatto ruotare, successivamente viene cambiata la posizione del primo e fatto nuovamente ruotare il secondo; così via fintanto che non sono stati acquisiti tutti i punti d'interesse.

Le posizioni relative dei variatori di fase durante le diverse prove, possono ovviamente subire delle piccole variazioni, per rendere quindi meno "severa" la discriminazione da una posizione a quella successiva, le due grandezze vengono arrotondate a step di 1.0°CA ; successivamente bisogna individuare quale delle due grandezze viene mantenuta costante durante lo sweep dell'altro variatore di fase, per questa operazione si può sfruttare l'analisi della derivata numerica di queste due grandezze.

La grandezza che varia a "gradino" presenterà ovviamente valori nulli della derivata dove questa assume valori costanti, l'altra invece, a meno di eventuali punti in cui è stata effettuata una acquisizione ripetuta in successione, no. Confrontando quindi il numero di elementi nulli tra le derivate delle due grandezze, si può facilmente comprendere a quali esse corrispondano e, per semplicità, viene assunta come riferimento quella che presenta il maggior numero di valori costanti (Figura 7.10).

Considerando i punti di minimo della derivata del segnale di riferimento (e in aggiunta quello terminale) e i punti di massimo della derivata dell'altra grandezza, affinché si possa procedere ad elaborare correttamente i dati, è necessario che questi corrispondano. Per questo motivo è

implementato nel codice un algoritmo finalizzato al riconoscimento ed all'eliminazione di eventuali prove ripetute.

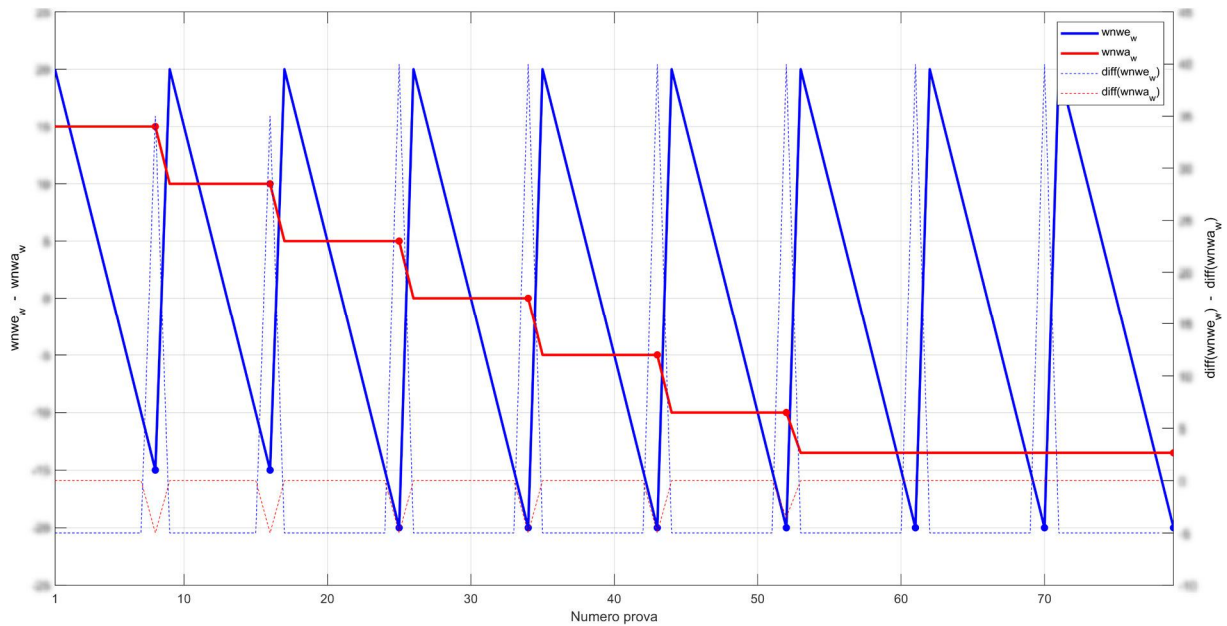


Figura 7.10 – Ricerca della grandezza di riferimento in base all'analisi della derivata numerica del segnale.

In questi casi, viene assunta come “valida” l'ultima tra le eventuali prove ripetute, eliminando quindi le precedenti; facendo riferimento a *Figura 7.11*, i possibili casi riconosciuti dal codice sono:

- Prove ripetute consecutivamente di $wnwe_w$ (evidenziate dal cerchio verde), sono le più semplici da identificare, basta infatti analizzare i valori della rispettiva derivata numerica ed eliminare i punti in cui questa risulta nulla.
- Prove ripetute completamente o parzialmente di $wnwe_w$ (evidenziate dai rettangoli giallo, azzurro e arancione), all'interno di un singolo step di $wnwa_w$ l'altra grandezza dovrebbe essere solamente monotona crescente oppure decrescente, ovvero all'interno di quell'intervallo dovrebbe presentare un solo valore di massimo e di minimo. In questi casi si separano le prove in corrispondenza dei valori di massimo e di minimo (individuati osservando il cambiamento di segno della rispettiva derivata), quindi vengono come “sovrapposte”, mantenendo pertanto, tra gli elementi comuni, quelli appartenenti all'ultima prova svolta.
- Eventuali *spike* di $wnwa_w$ (evidenziati dal cerchio viola), vengono interpretati come posizioni sbagliate del rispettivo variatore di fase, quindi ne viene eliminata la rispettiva prova.

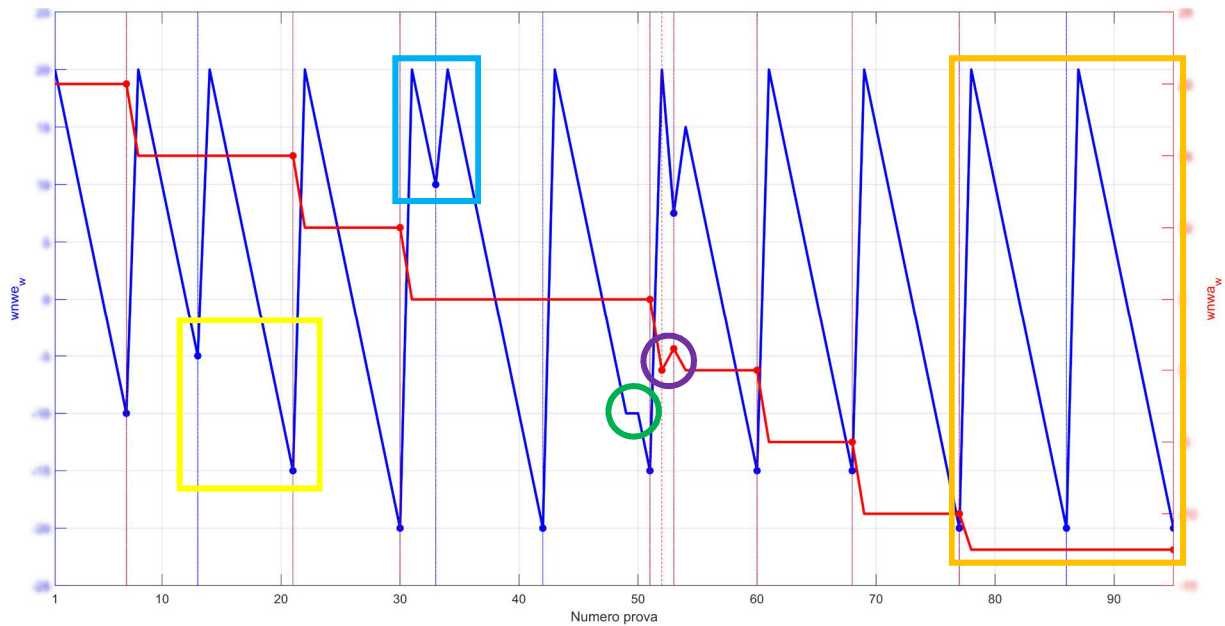


Figura 7.11 – Esempi di alcune possibili prove ripetute della posizione dei variatori di fase.

È ovvio come in realtà possano verificarsi situazioni in cui il codice non è autonomamente in grado di riconoscere tutte le acquisizioni da dover eliminare, per questo motivo, se al termine della fase di “ricerca”, sono ancora presenti differenze tra gli indici dei punti estremi tra le due grandezze, viene aperta una finestra grafica, nella quale viene richiesto all’utente di selezionare manualmente i punti da dover eliminare.

L’interfaccia generata è come una di quelle rappresentate in *Figura 7.12*, nel riquadro delle azioni posto in basso a sinistra viene notificato all’utente quali punti dover selezionare e quali invece sono stati selezionati.

I punti sono selezionabili premendo con il pulsante sinistro del mouse sul rispettivo campione del grafico di $wnwe_w$ o $wnwa_w$; per identificare un singolo punto basta sceglierlo due volte, mentre per effettuare una selezione multipla bisogna definire il primo e l’ultimo indice. Gli indici isolati vengono allora indentificati mediante una stellina verde e notificati all’interno nella tabella posta nella parte destra dell’interfaccia.

Nel caso si sbagli la selezione, è possibile rimuoverli tutti, oppure solamente una parte. Per la prima operazione basta premere il pulsante appena sottostante alla seconda tabella, per l’altra opzione bisogna invece scegliere il *radio button* corrispettivo, quindi selezionare con il mouse gli indici da dover rimuovere.

Terminata questa operazione, premendo ‘*Conferma*’ si eliminano le prove corrispondenti agli indici selezionati, altrimenti il codice prosegue, scartando l’intera prova.

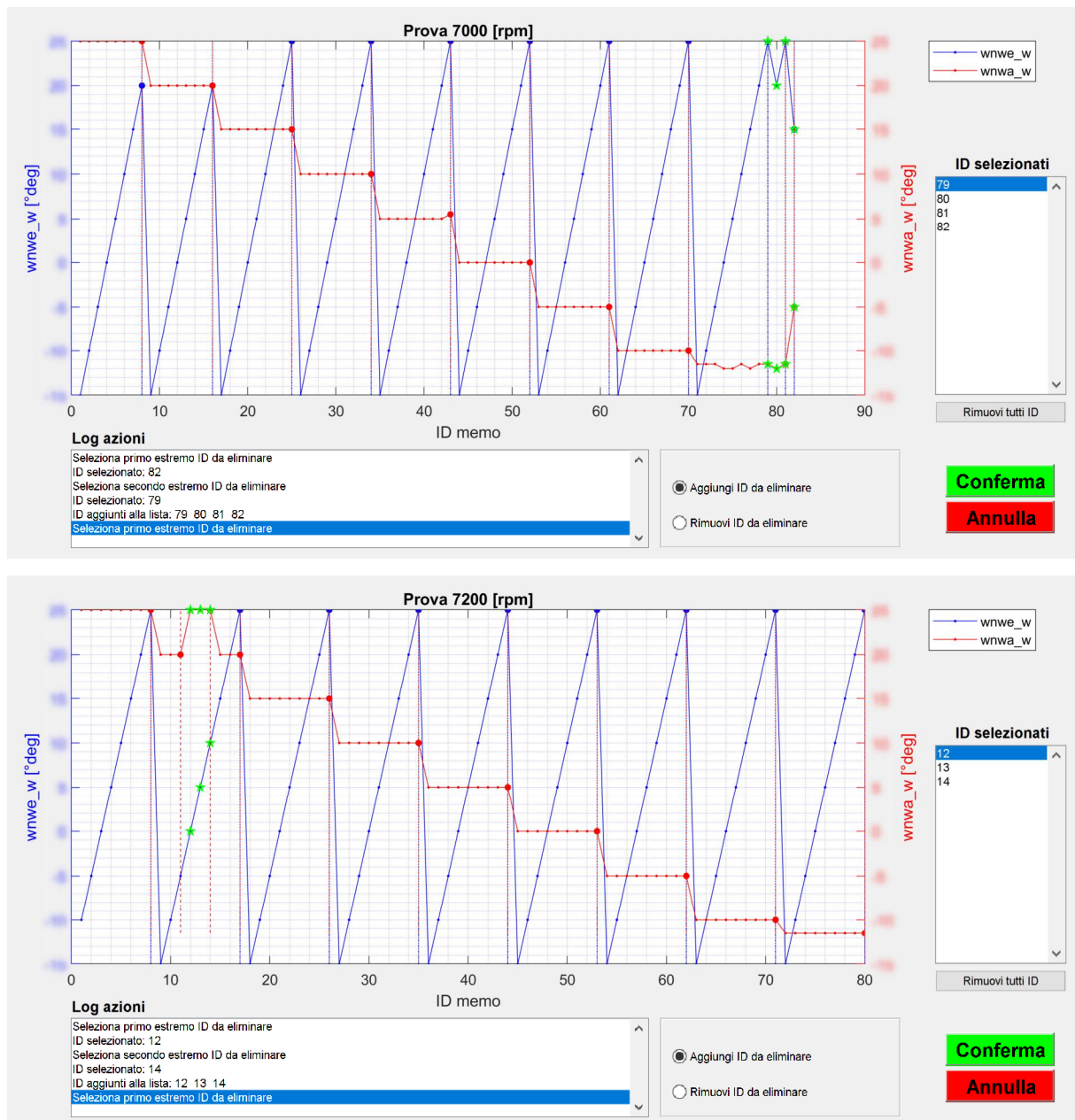


Figura 7.12 – Esempi di interfacce grafiche per la selezione delle prove da dover eliminare manualmente.

Conclusa questa fase di eliminazione delle prove ripetute, per convenzione si assume che i valori delle posizioni dei variatori di fase, siano entrambi crescenti. Per verificare tale condizione sulla prima grandezza di riferimento si osserva il coefficiente angolare della retta lineare interpolante, se questo risulta negativo, allora viene invertito l'ordine di tutti i vettori di tutte grandezze; per quanto riguarda la seconda invece, si sfrutta sempre questo metodo legato al coefficiente angolare della retta lineare interpolante, ma applicato ad ogni singolo step di giri.

Per ragioni di rapidità computazionale, quell'ultima operazione in realtà viene eseguita contestualmente alla ricerca delle prove ripetute, in questa maniera si elimina l'utilizzo di un ulteriore ciclo *for*.

Ultimata questa fase preliminare di eliminazione delle prove ripetute ed ordinamento secondo uno specifico ordine, il passo successivo è quello di organizzare i dati in matrici sulla base delle posizioni dei variatori di fase.

Ciascuna grandezza viene quindi “trasformata” in una matrice le cui le colonne rappresentano la posizione relativa del variatore di fase di scarico ($wnwa_w$), mentre le righe sono attinenti a quella del variatore di fase di spirazione ($wnwe_w$).

Per questa operazione, preliminarmente viene indentificato il minimo comune divisore tra gli step di $wnwe_w$ e $wnwa_w$, quindi si genera, per ciascuna grandezza, una matrice di elementi vuoti di tante righe e tante colonne quanti sono gli elementi compresi tra il minimo e il massimo delle rispettive posizioni dei variatori di fase, usando come passo quello trovato in precedenza.

Si prosegue quindi assegnando ciascun elemento del vettore della grandezza considerata alla corrispettiva posizione della matrice, essa viene identificata mediante la coppia di valori di $wnwe_w$ e $wnwa_w$ corrispondenti. Al termine, eventuali righe e/o colonne non contenenti valori numerici vengono eliminate.

La matrice della grandezza così organizzata, viene quindi assegnata ad una variabile di tipo *structure*, la quale verrà successivamente utilizzata per mostrare gli output grafici.

Completato il processo di organizzazione in matrici di tutte le grandezze presenti, si procede a salvare la variabile così ottenuta secondo la medesima logica già presentata nel *paragrafo 6.1.1*; in questo caso il file salvato viene denominato *data_memo_PUMA_VVT*, successivamente esso verrà aggiornato con i dati provenienti dall’analisi delle grandezze indicate.

7.3.2 – Aggiornamento dei risultati elaborati

Premendo il pulsante ‘AGGIORNA file ‘*memo_PUMA_VVT.mat*’ è possibile aggiungere, ed eventualmente anche rimuovere, grandezze che non sono state selezionate durante la fase precedente.

L’interfaccia grafica che si genera è la medesima di *Figura 7.8*, tramite la quale si possono appunto selezionare le grandezze con le quali aggiornare il file *.mat*. Al momento della prima creazione, oltre a quelle originariamente elaborate, vengono salvate una serie di grandezze di sistema, come il percorso dei rispettivi file di testo delle memorizzazioni *PUMA* dai quali trarre le informazioni necessarie; nel caso in cui non venissero trovati, allora viene chiesto all’utente di selezionarli nuovamente.

In questa modalità non è necessario ripetere nuovamente tutto il processo di identificazione delle prove ripetute, perché, tra le varie grandezze di sistema, è presente anche una contenente gli indici delle acquisizioni da dover eliminare, e una che definisce l'ordine delle rimanenti; rimane quindi solamente l'operazione di organizzazione in matrici.

Questa funzione è pensata principalmente per aggiornare il file *data_memo_PUMA_VVT.mat*, senza dover elaborare nuovamente tutte le grandezze indicate, risparmiando quindi tempo. Se infatti si procedesse caricando i file di testo come una nuova prova, questa operazione sovrascriverebbe il file precedentemente creato.

7.4 – Elaborazione delle grandezze indicate

Terminata la fase iniziale di elaborazione del file *PUMA*, o dopo averne caricato il file *.mat*, è possibile procedere alle successive fasi di caricamento dei file *IndiCom*, filtraggio delle tracce di pressione ed infine elaborazione delle grandezze indicate.

Premendo sul pulsante '*Carica automaticamente file INDICOM*' dell'interfaccia di *Figura 7.7*, viene aperta una finestra interattiva come quella di *Figura 7.13*, dove l'utente, premendo sul pulsante contenente il nome del file, può selezionare la directory contenente i file *IndiCom* relativi al rispettivo ID della memorizzazione *PUMA*; in alternativa, nella casella di testo editabile sottostante, è possibile incollare e/o digitare manualmente il percorso.

Quando viene selezionata la prima directory, il codice automaticamente prova a ricercare se in quella di livello superiore, sono presenti altre cartelle contenenti i restanti ID da dover inserire; in questa maniera si automatizza e velocizza il processo di selezione.

Come mostrato in *Figura 7.13*, se la cartella selezionata dall'utente contiene effettivamente l'ID della prova, essa viene marcata con un pallino verde, quelle ricercate autonomamente dal codice vengono contrassegnate in giallo, mentre in rosso quelle non trovate oppure se si seleziona una directory avente come ID uno diverso da quello della prova *PUMA* selezionata.

Inserite correttamente tutte le directory, premendo il pulsante '*CONFERMA*' si procede ad elaborare tramite *CATool* i file *IndiCom* corrispondenti ai valori della variabile *AVL independent time* delle singole memorizzazioni; in questa maniera non vengono "inutilmente" processate anche le prove ripetute e/o eliminate dall'utente, con evidente risparmio di tempo. Al termine del caricamento viene richiesto all'utente se salvare o meno il file *data.mat*.

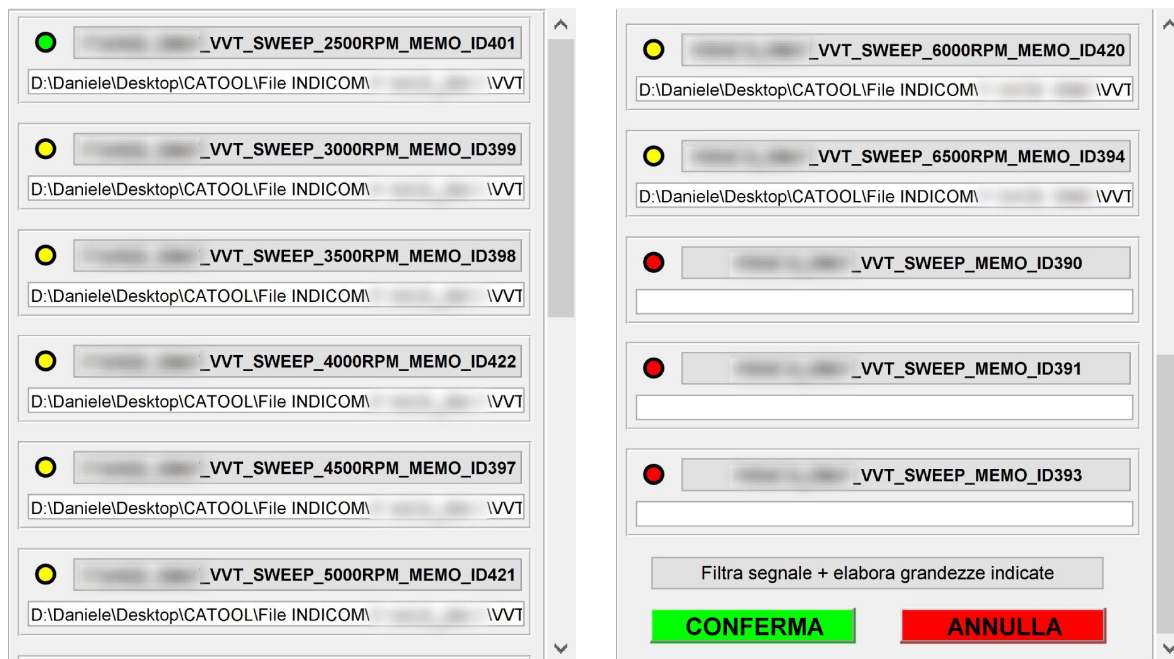


Figura 7.13 – Interfaccia grafica per la selezione del percorso della directory dei file IndiCom.

Successivamente si può procedere al filtraggio delle tracce di pressione appena caricate, premendo sul pulsante ‘*Filtra segnale di pressione*’ dell’interfaccia di Figura 7.7. La finestra utente generata è quella mostrata in Figura 7.14, i parametri e la logica del filtraggio sono le medesime di quanto esposto nel *paragrafo 6.2.1*. Anche in questo caso, al termine dell’elaborazione viene richiesto all’utente se salvare o meno il file *filtered_pressure.mat*.

Infine è possibile procedere all’elaborazione delle grandezze indicate premendo il pulsante ‘*Elabora grandezze indicate*’ dell’interfaccia di Figura 7.7. Esse vengono valutate seguendo gli algoritmi e le logiche che sono state presentate nei paragrafi del *capitolo 6*.

Al termine dell’elaborazione, per ogni singolo punto acquisito, vengono calcolati degli indici come il valor medio, il coefficiente di varianza, i percentili ecc., ovvero grandezze che siano in grado di caratterizzare il comportamento di funzionamento medio del motore in un certo punto operativo.

Quindi, queste grandezze vengono organizzate in matrici secondo il metodo presentato nel *paragrafo 7.3.1*, inoltre, confrontando alcune grandezze indicate con quelle precedentemente estratte dal file *PUMA*, è possibile dedurre ulteriori informazioni utili come il rendimento organico, la FMEP, il consumo specifico indicato, ecc.

In realtà, poiché l’obiettivo finale può essere quello di ottenere semplicemente delle grandezze medie del comportamento del motore, è possibile eseguire in alternativa una elaborazione

“semplificata” delle grandezze indicate, senza l’utilizzo del segnale di pressione filtrato, risparmiando quindi tempo.

Figura 7.14 – Interfaccia grafica del filtraggio manuale (a sinistra) e automatico (a destra) delle tracce di pressione.

Quando infatti non è stata elaborata o caricata la variabile contenente le tracce di pressione filtrate passa-basso, viene calcolata una traccia di pressione media a partire dai dati grezzi, quindi valutate le corrispondenti grandezze indicate. Ovviamente, in questo caso, non è possibile determinare i coefficiente di varianza delle diverse grandezze e perdono di significato gli eventuali indici di detonazione che si calcolano a partire da questa traccia di pressione.

Infine, poiché il possibile numero di file da dover caricare ed elaborare in questa tipologia di prove può essere particolarmente elevato (ad esempio 12 punti motore per mediamente 70 combinazioni di posizioni dei variatori di fase sono 840 prove da dove caricare, ognuna di essa può presentare 250 cicli per ognuno degli 8 cilindri, in totale sono quindi circa 1.7 milioni di cicli da dover processare), può essere conveniente eseguire automaticamente il caricamento dei file *IndiCom*, il filtraggio del segnale e la successiva elaborazione delle grandezze indicate.

Per questo motivo, nella parte terminale dell’interfaccia di *Figura 7.13* è presente un *toggle button* per l’attivazione/disattivazione della modalità di caricamento ed elaborazione automatica dei file. Se premuto, viene richiesto all’utente di definire in anticipo il metodo di filtraggio, i parametri per il calcolo delle grandezze indicate (angoli d’inizio e di fine della finestra angolare di analisi della combustione e metodo di elaborazione della IMEP_h e IMEP_I), se si desidera salvare i risultati elaborati e se si vuole spegnere in automatico il computer al termine dell’elaborazione; questa modalità è infatti pensata per essere eseguita durante la notte al fine di conseguire i risultati elaborati la mattina successiva.

Qualunque sia la metodologia adottata, al termine dell'elaborazione delle grandezze indicate viene aggiornato e salvato il file *data_memo_PUMA_VVT.mat*.

7.5 – Output grafici: mappe di isograndezze

Terminata la fase di caricamento e/o elaborazione dei risultati, la prima visualizzazione grafica disponibile è quella delle mappe di isograndezze; di fatto esse sono delle isosuperfici parametrizzate secondo i valori delle posizioni dei variatori di fase. Per accedervi bisogna premere sul pulsante *'Mostra mappe di isograndezza'* dell'interfaccia principale dell'analisi VVT di *Figura 7.7*; l'interfaccia generata è quella di *Figura 7.15*.

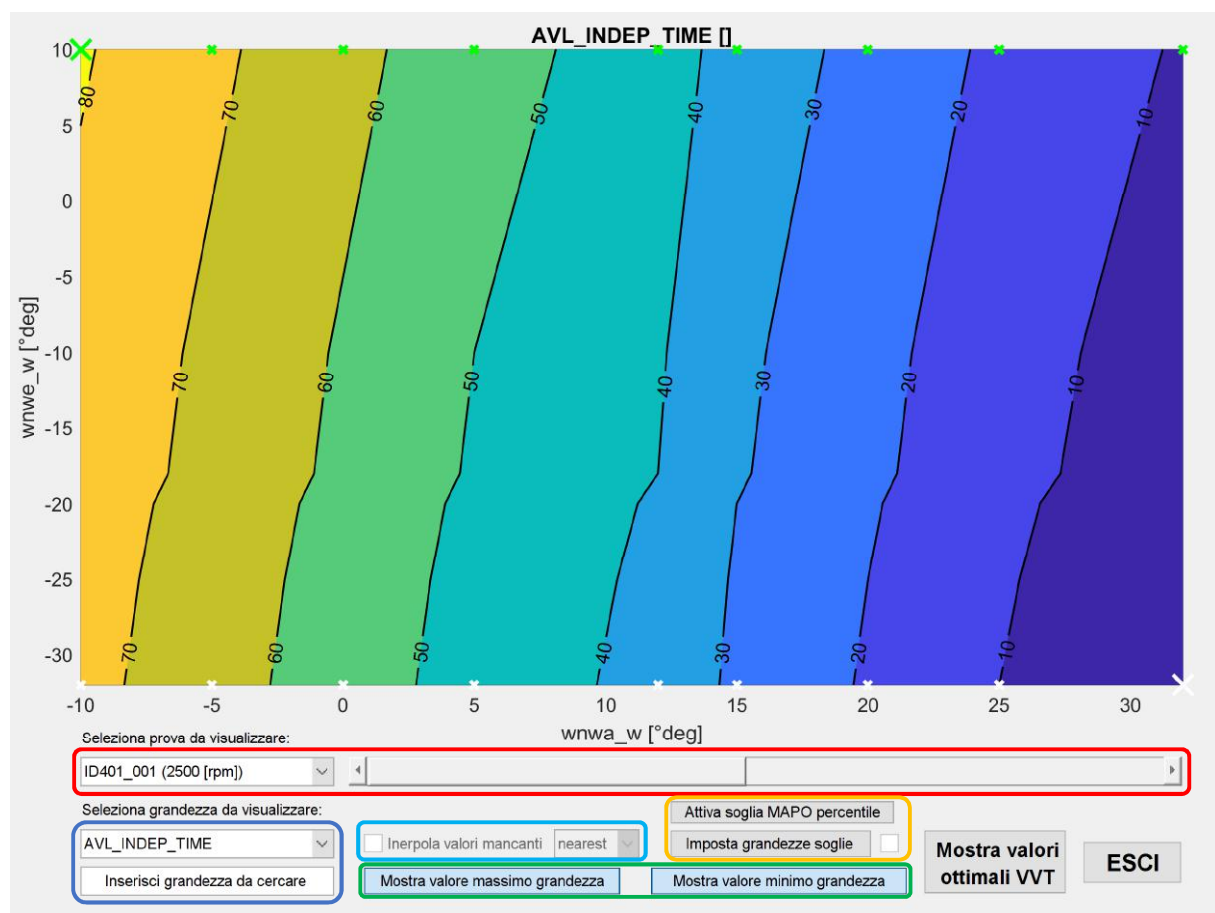


Figura 7.15 – Interfaccia utente per l'analisi delle mappe di isograndezze.

All'interno del rettangolo rosso vi sono i comandi per la selezione della prova relativa al regime motore d'interesse; sono presenti sia un menù a tendina, che un *slide bar* pensata per passare agevolmente da un prova alla sua successiva, oppure alla sua precedente.

All'interno del rettangolo blu invece, sono posti i comandi per la selezione della grandezza desiderata; all'avvio dell'interfaccia viene di default selezionata la prima grandezza disponibile in ordine alfabetico, per cambiarla è possibile operare sia con il rispettivo menù a tendina

presente, oppure scrivendo il nome della variabile nell'apposita casella di testo editabile sottostante.

Nel rettangolo evidenziato in verde sono contenuti due *toggle button* relativi alla visualizzazione dei valori massimi (crocette verdi) o minimi (crocette bianche) della grandezza selezionata, per ogni intervallo di step delle posizioni dei variatori di fase. Le crocette di dimensioni maggiori rispetto alle altre indicano, rispettivamente, il valore in assoluto maggiore o minore della prova.

Nel rettangolo arancione sono riportati i comandi relativi all'attivazione o disattivazione delle soglie su determinate grandezze limite. Può infatti accadere che, in fase di acquisizione delle prove, vengano comunque registrati dei punti motore che eccedono certi valori di soglia, come le temperature allo scarico, detonazione, stabilità della combustione ecc.

Premendo sul pulsante *'Imposta grandezze soglie'* viene aperta la finestra di *Figura 7.16*, tramite la quale è possibile selezionare o deselezionare le grandezze limite.

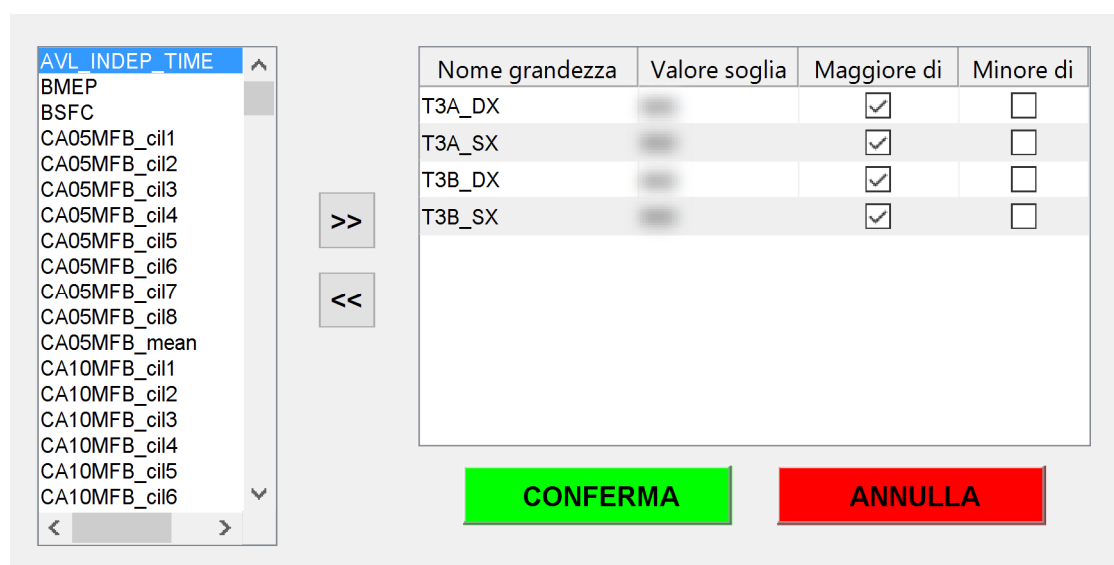


Figura 7.16 – Interfaccia utente per l'inserimento delle grandezze limite.

Le grandezze “disponibili” sono posizionate all'interno della casella di riepilogo posta a sinistra dell'interfaccia, selezionando quella d'interesse e premendo il pulsante '>>', essa viene aggiunta alla tabella di destra nella quale l'utente, deve inserire il valore numerico corrispondente. Inoltre è possibile scegliere se tale valore limite è da intendersi come estremo superiore o inferiore della soglia da non dover superare.

Premendo su *'CONFERMA'* il codice, tramite una serie di confronti logici tra le grandezze soglia selezionate e i valori limite inseriti, genera una isosuperficie (come quella di *Figura 7.17*)

all'interno della quale i valori della grandezza selezionata sarebbero da escludere, in quanto si eccedono la soglie imposte. L'area tratteggiata in rosso è rappresentativa delle aree dove le grandezze soglia sono maggiori dei valori imposti, in bianco invece se risultano minori di quelli eventualmente inseriti.

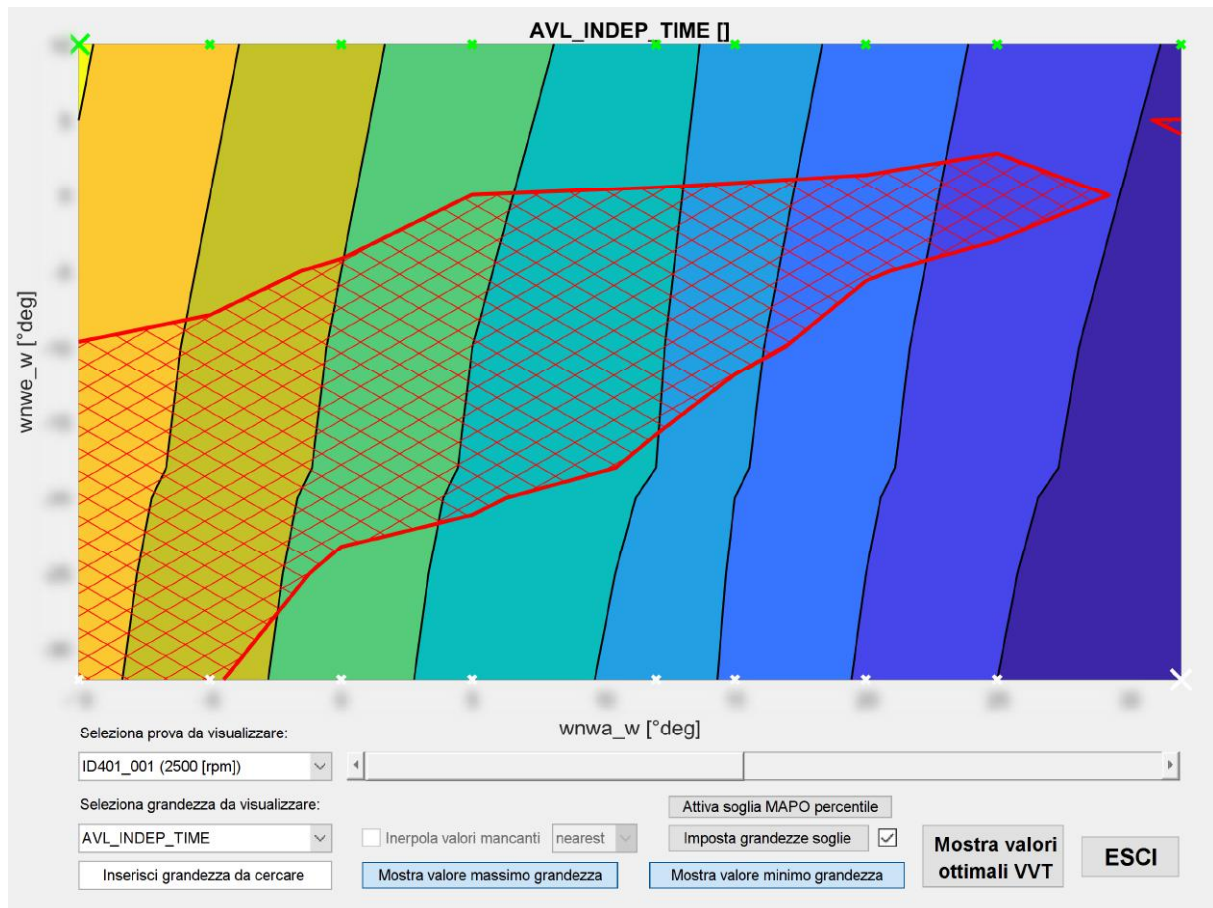


Figura 7.17 – Effetto grafico di imposizione delle soglie sulle grandezze limite.

Teoricamente è possibile definire come soglia, una qualsiasi tra le grandezze presenti; visto che gli indici relativi alla detonazione rivestono grande importanza, è presente un pulsante dedicato per la rispettiva attivazione/disattivazione.

Premendo infatti il pulsante 'Attiva soglie MAPO percentile', viene aperta una finestra nella quale si chiede all'utente di scegliere quale percentile di MAPO impostare come soglia; rispettivamente è possibile scegliere tra il percentile 95, 98 e 99.

Come per il precedente caso, il codice esegue una serie di confronti logici sui valori del percentile selezionato del MAPO nelle varie acquisizioni, rispetto al valore limite calcolato secondo il criterio della (4.29); le zone dove tale valore di percentile eccede la soglia, vengono evidenziate con delle isosuperfici tratteggiate di colore giallo (Figura 7.18).

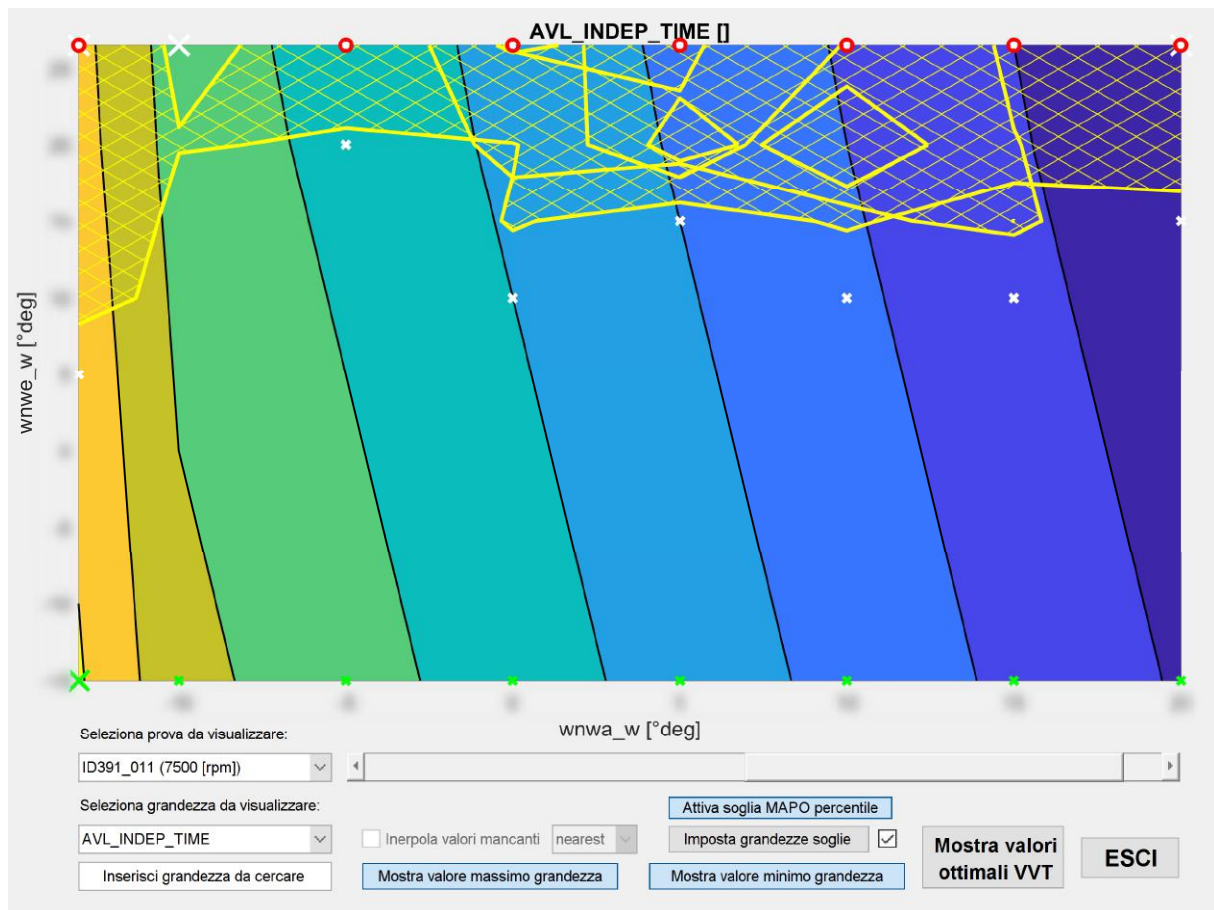


Figura 7.18 – Effetto grafico di imposizione delle soglie MAPO percentile.

Qualunque sia la grandezza di soglia imposta, se un valore tra quelli massimi o minimi rientrano all'interno delle aree in cui vengono superate tali soglie, il codice valuta i nuovi valori tra quelli ancora “disponibili”, marchiando con un cerchietto rosso i precedenti.

Può capitare inoltre che alcuni punti motore non presentino un piano quotato completo delle posizioni relative dei variatori di fase. Per questo motivo è presente una parte dell'interfaccia grafica (evidenziata dal rettangolo azzurro di *Figura 7.15*) in cui, attivando la casella di spunta relativa, è possibile interpolare e visualizzare i valori mancanti; nel menù a tendina laterale è possibile scegliere diverse modalità d'interpolazione.

I dati ottenuti dall'interpolazione ovviamente non sono valori effettivamente rilevati al banco o calcolati a partire dal segnale di pressione acquisito, ma possono comunque fornire informazioni utili sul possibile andamento di una determinata grandezza al variare delle posizioni relative dei variatori di fase.

Come mostrato in *Figura 7.19* le aree del grafico ottenute per interpolazione sono evidenziate da un contorno tratteggiato della rispettiva isosuperficie.

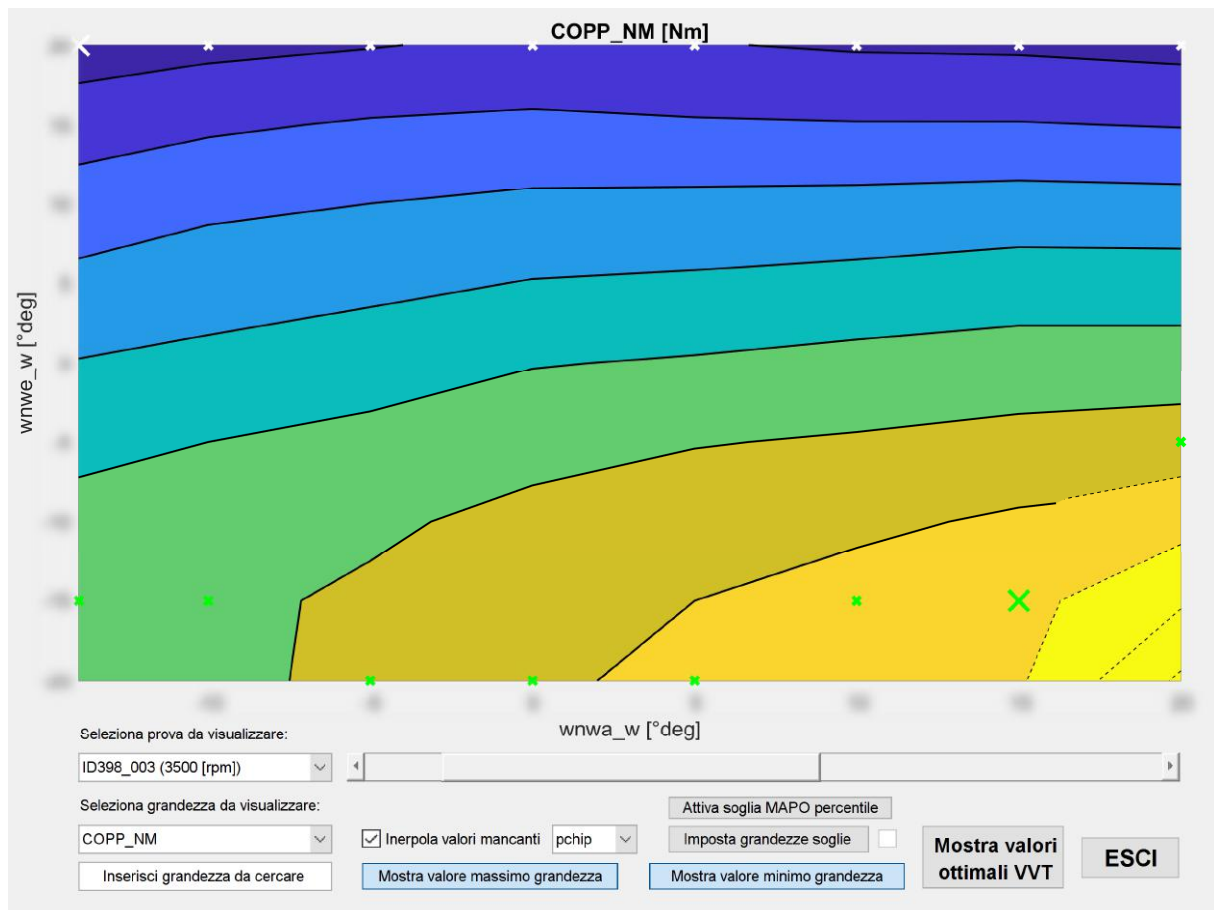


Figura 7.19 – Esempio d’interpolazione dei dati mancanti.

Visualizzando le diverse grandezze con questa modalità di visualizzazione è possibile apprezzare come esse vengano influenzate dalle diverse combinazioni possibili dei variatori di fase; l’obiettivo della prova però potrebbe non essere solo quello di osservare il cambiamento del comportamento motore nei diversi punti al variare delle posizioni relative dei variatori di fase, ma quello di determinare quali coppie dei valori di $wnwe_w$ e $wnwa_w$ siano da considerarsi ottimali per ogni singolo punto motore.

Premendo il pulsante ‘Mostra valori ottimali VVT’ è possibile accedere a questa funzione; l’interfaccia che viene generata è quella di Figura 7.20. Di default vengono presentati i valori ottimali delle posizioni relative dei variatori di fase che massimizzano la grandezza selezionata nell’interfaccia precedente, è comunque possibile scegliere, dalla casella di riepilogo di sinistra, tutte le grandezze che s’intendono selezionare; per aggiornare il grafico è necessario premere il pulsante sottostante.

Nel caso in cui si volessero visualizzare i valori delle coppie di $wnwe_w$ e $wnwa_w$ che minimizzano le grandezze selezionate, basta cambiare il *radio button* corrispondente. Nel caso in cui più combinazioni di posizioni dei variatori di fase forniscano lo stesso valore di grandezza

massima o minima, la discriminante sulla quale scegliere, viene valutata in base al coefficiente di riempimento del cilindro, in particolare scegliendo quella che lo massimizza.

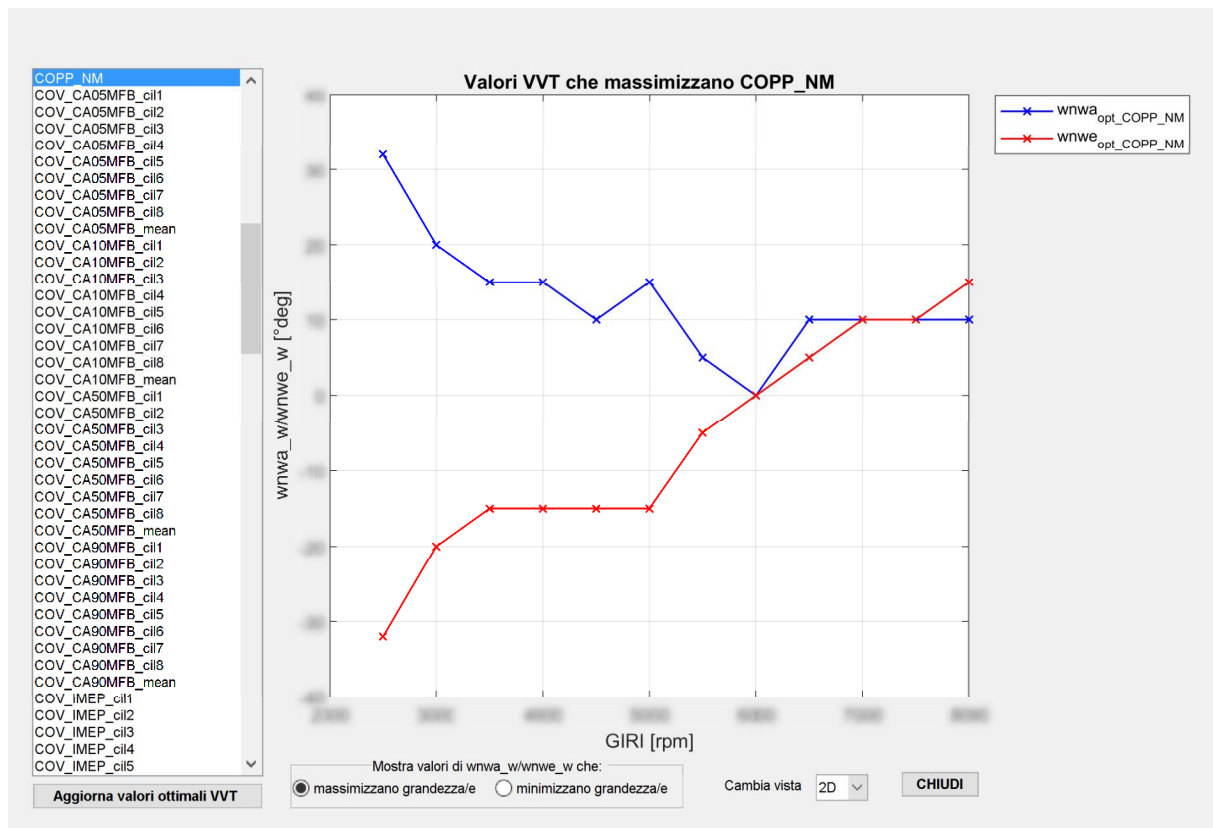


Figura 7.20 – Interfaccia grafica analisi valori ottimali VVT.

In caso di ulteriore incertezza, ovvero se esistono più valori di coppie di $wnwe_w$ e $wnwa_w$ tali da massimizzare/minimizzare non solo la grandezza selezionata, ma ottimizzano anche il livello di riempimento del cilindro, allora viene scelta quella combinazione che presenta un valore più vicino alla posizione neutra.

Cambiando la vista del grafico da bidimensionale a tridimensionale, mediante l'opportuno menù a tendina, è possibile anche visualizzare l'andamento del grado di riempimento del cilindro al mutare delle posizione dei variatori di fase e del regime di rotazione (Figura 7.21).

7.6 – Output grafici: curve a ombrello

La seconda visualizzazione grafica disponibile è quella delle curve a ombrello, per aprire la rispettiva finestra grafica di analisi bisogna premere sul pulsante 'Mostra curve a ombrello' dell'interfaccia principale dell'analisi VVT di Figura 7.7.

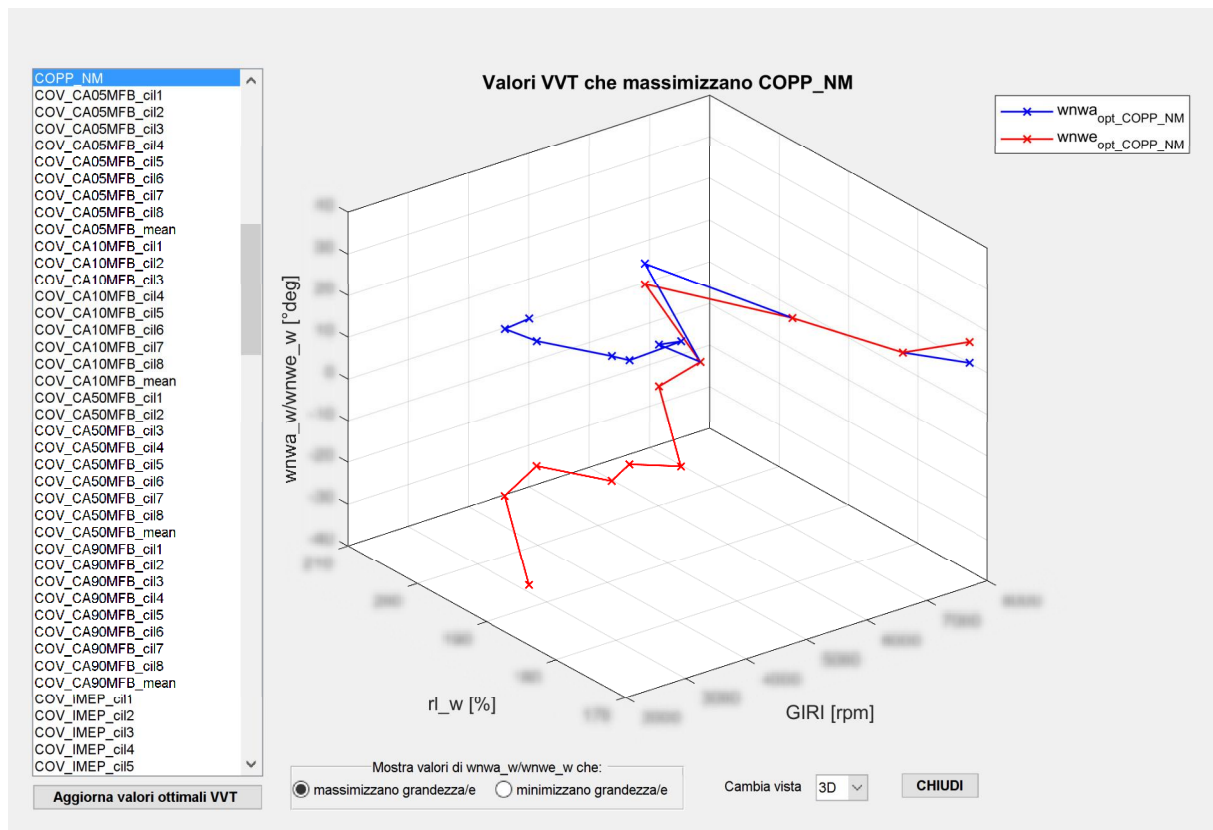


Figura 7.21 – Esempio di visualizzazione della posizione relativa dei variatori di fase in funzione del grado di riempimento dei cilindri e del numero di giri.

Questa tipologia di grafici permette di comprendere meglio l’influenza che un certo parametro di controllo, come la posizione relativa di un variatore di fase, possiede nei confronti di una certa grandezza motoristica, quando gli altri rimangono costanti.

L’interfaccia utente che viene generata è rappresentata in Figura 7.22; come per l’interfaccia delle mappe di isograndezza, evidenziati nel riquadro rosso vi sono i comandi per la selezione della prova da visualizzare, nel riquadro blu sono messi in evidenza i pulsanti relativi alla scelta della grandezza d’interesse mentre nel rettangolo di colore verde sono invece posti i comandi relativi alla parametrizzazione delle curve a ombrello.

È infatti possibile scegliere rispetto a quale dei due variatori di fase parametrizzare le curve (ovvero se “leggere” per colonne o per righe le rispettive matrici delle grandezze) e se bisogna ricercare il valore massimo o minimo della curva.

Poiché il numero di punti acquisiti non è mai eccessivamente elevato, le curve “grezze” che si otterrebbero potrebbero presentare un andamento discontinuo, per questo motivo è possibile anche visualizzare le curve ottenute tramite un polinomio interpolante definito dall’utente (rappresentate con linee tratteggiate). Il rispettivo grado può essere definito inserendolo nella

opportuna casella di testo editabile evidenziata dal rettangolo arancione; se si inserisce un qualsiasi valore negativo, il quale non avrebbe senso, il codice lo interpreta come un bit logico tale da non eseguire l'interpolazione dei dati.

Premendo velocemente due volte con il pulsante sinistro del mouse su una certa curva a ombrello, è possibile evidenziarla rispetto alle altre.

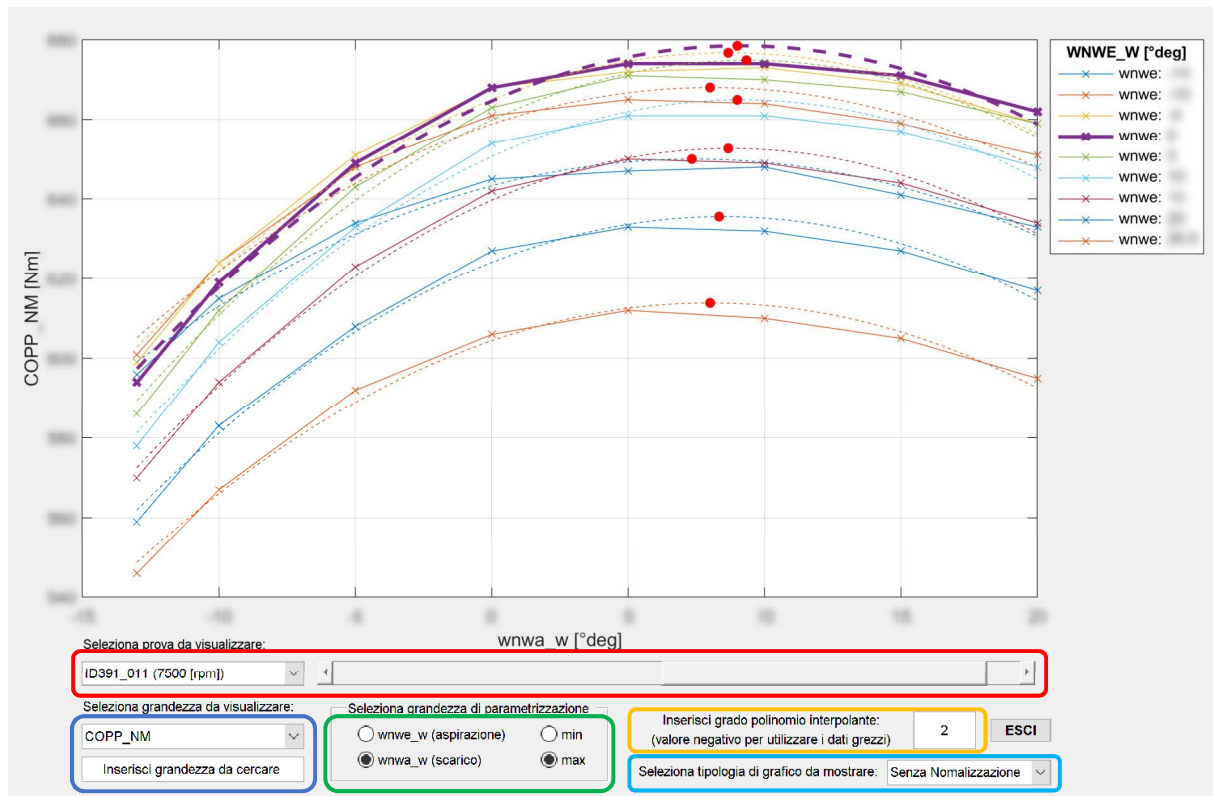


Figura 7.22 – Interfaccia utente per l'analisi delle curve a ombrello (curve grezze).

Per quanto riguarda le modalità di visualizzazione ne sono presenti tre: la prima, definita 'Senza normalizzazione', e selezionabile dal menù a tendina evidenziato dal riquadro azzurro, consiste nella mera visualizzazione dell'andamento della grandezza scelta al variare della posizione di uno dei due variatori di fase, quando l'altro viene mantenuto fermo in una certa posizione.

Di fatto questo grafico rappresenta una modalità bidimensionale di visualizzazione della rispettiva mappa di isograndezza; in questa finestra grafica, i valori massimi o minimi della grandezza sono messi in risalto mediante un puntino di colore rosso.

La seconda modalità di visualizzazione è denominata 'Normalizzazione 1'; in questo caso le curve vengono tutte traslate di una quantità pari al valore di $wnwe_w$ o $wnwa_w$ al quale corrisponde il valore massimo/minimo rispetto alla posizione neutra.

In pratica è come se tutte le curve a ombrello venissero centrate rispetto al proprio valore ottimale, l'ascissa pertanto rappresenta uno scostamento angolare del variatore di fase non più rispetto alla posizione base, ma rispetto al valore ottimale.

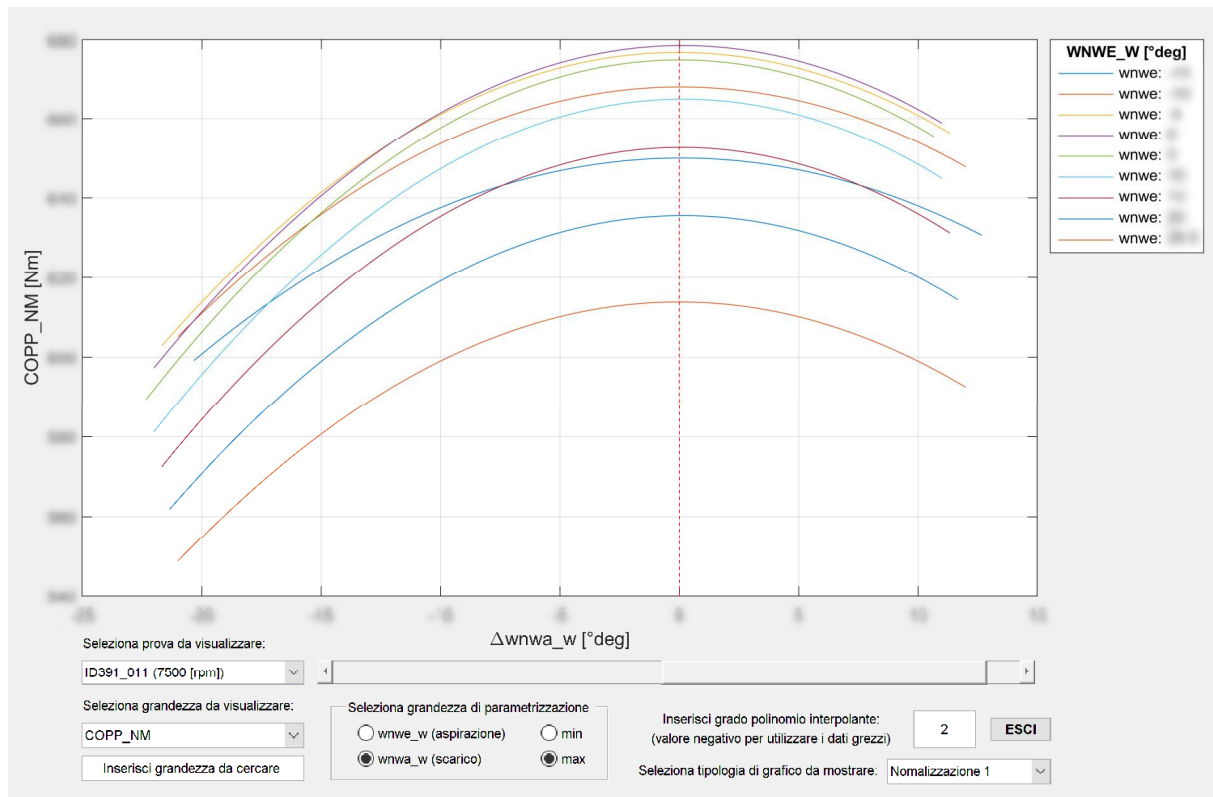


Figura 7.23 – Interfaccia utente per l'analisi delle curve a ombrello (curve normalizzate).

Curve di questo genere mostrano quindi lo scadimento delle prestazioni del motore quando una certa variabile di controllo, viene fatta cambiare rispetto al suo valore ottimale; in questa loro forma però, non forniscono una rapida informazione riguardo alla rispettiva diminuzione. Per questo motivo è presente una terza modalità di visualizzazione, denominata 'Normalizzazione 2' (Figura 7.24).

In questo caso le curve vengono normalizzate anche rispetto al proprio valore massimo/minimo; in questa maniera l'ordinata rappresenta il valore percentuale della grandezza rispetto al suo massimo o minimo. Allontanandosi dal punto di ottimo, si può quindi osservare come una grandezza diminuisca (oppure aumenti) rispetto a quello che è stato assunto come valore ottimale.

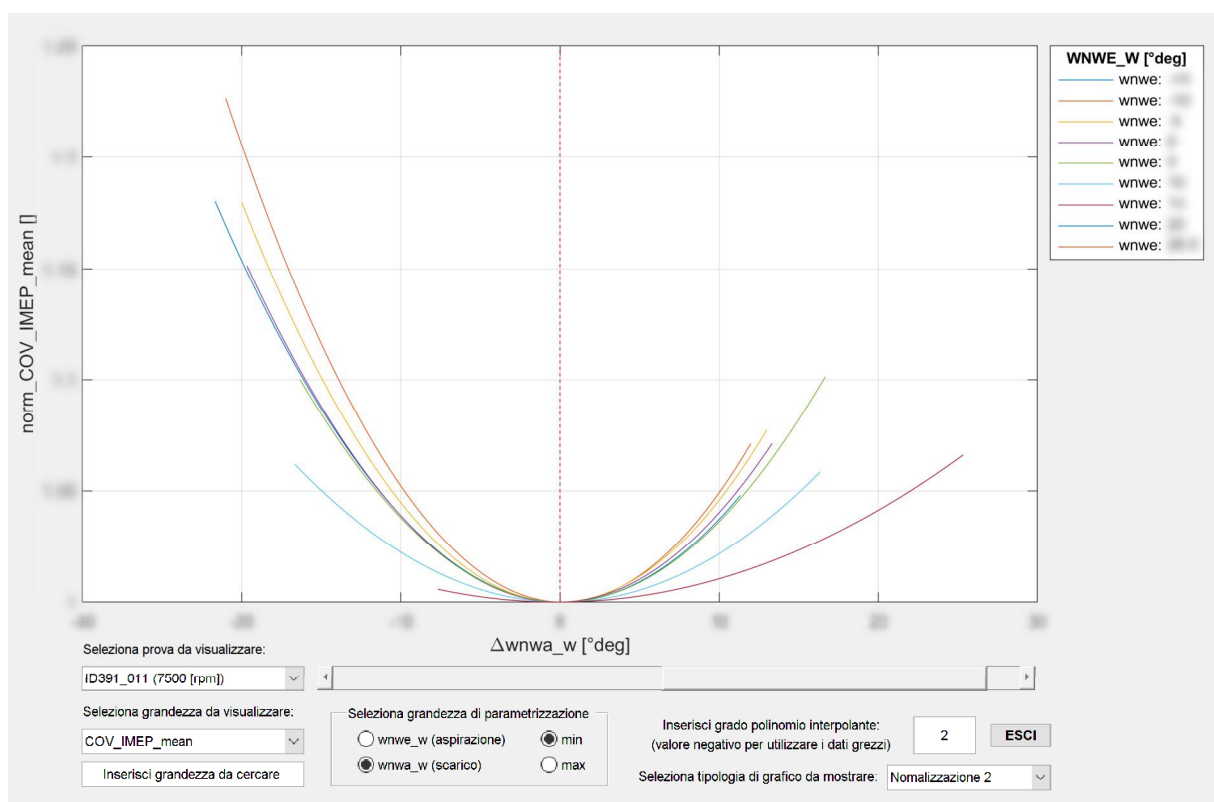
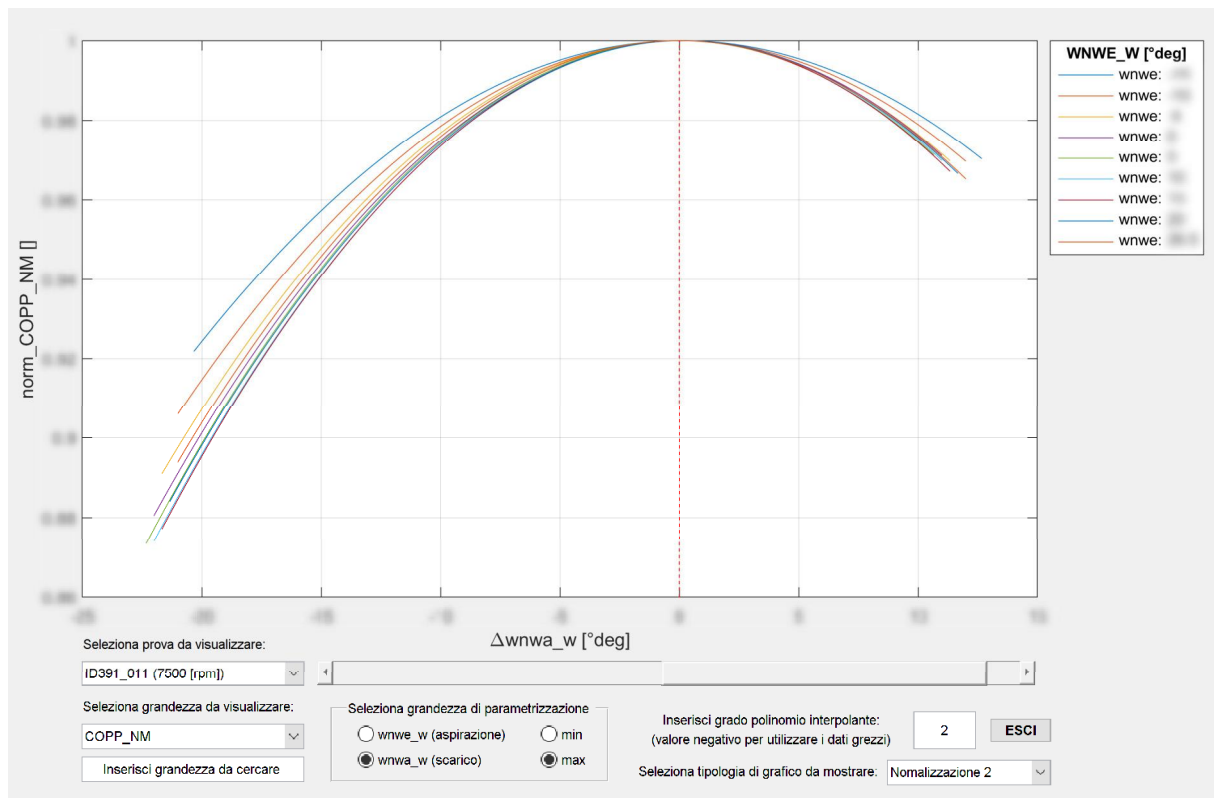


Figura 7.24 – Interfaccia utente per l'analisi delle curve a ombrello (curve normalizzate e rapportate al valore massimo, in alto, e al valore minimo, in basso).

8 – Analisi *sweep SOI*

L'iniezione diretta applicata ai motori ad accensione comandata, abbreviata anche con l'acronimo inglese *GDI (Gasoline Direct Injection)*, rappresenta una soluzione tecnologica di *powertrain* efficace per allinearsi all'attuale trend di riduzione delle emissioni previsto dalle normative internazionali.

8.1 – L'iniezione diretta

Si tratta di un sistema avanzato che, grazie all'iniezione diretta del carburante all'interno della camera di combustione, all'alta pressione d'iniezione (superiore ai 100 bar), all'iniezione multipla per ciclo e agli ugelli d'iniezione multi foro, consente, in abbinamento all'utilizzo di un turbocompressore, di ridurre le dimensioni del motore a parità di prestazioni. Il sistema è in grado di massimizzare l'efficienza della combustione stessa, con un sensibile miglioramento delle performance e un abbattimento dei consumi e delle emissioni.

L'impiego di un sistema GDI non è indirizzato principalmente all'abbattimento degli inquinanti nocivi, ma piuttosto alla riduzione dell'anidride carbonica prodotta. Un motore ad accensione comandata tradizionale infatti, a causa di numerosi limiti tecnologici, presenta in genere un basso rapporto di compressione, un elevato lavoro di pompaggio ai bassi carichi, temperature allo scarico elevate, ecc.; ovvero tutti fenomeni che concorrono alla riduzione dell'efficienza in questa tipologia di motori.

L'idea "originaria" alla base del sistema ad iniezione diretta era quella di riuscire a consentire una regolazione del carico, nei motori ad accensione comandata, non più per quantità, ma per qualità, eliminando quindi l'impiego della valvola a farfalla per regolare il carico. Di conseguenza si sarebbero contenuti i consumi, avendo ridotto le perdite di pompaggio che si verificano ai carichi parziali usando invece un organo di regolazione del genere.

Se si operasse in questa maniera in un tradizionale sistema ad iniezione indiretta (e concettualmente anche in un vetusto sistema a carburatore), la maggior quantità d'aria aspirata causerebbe un eccessivo smagrimiento della miscela introdotta, rendendo pertanto la combustione instabile. Tale problema potrebbe essere superato con l'adozione di un sistema d'iniezione diretta di combustibile in camera di combustione, in quanto sarebbe possibile

realizzare una carica stratificata (Figura 8.1), ovvero una miscela di aria-combustibile quanto più possibile stechiometrica nell'intorno della candela di accensione, mentre estremamente magra nelle zone circostanti.

Operando in questa maniera si otterrebbe un secondo vantaggio oltre alla riduzione del lavoro di pompaggio, ovvero una minor temperatura della miscela a contatto con le pareti del cilindro, riducendo pertanto le perdite energetiche derivanti dallo scambio termico con il fluido refrigerante.

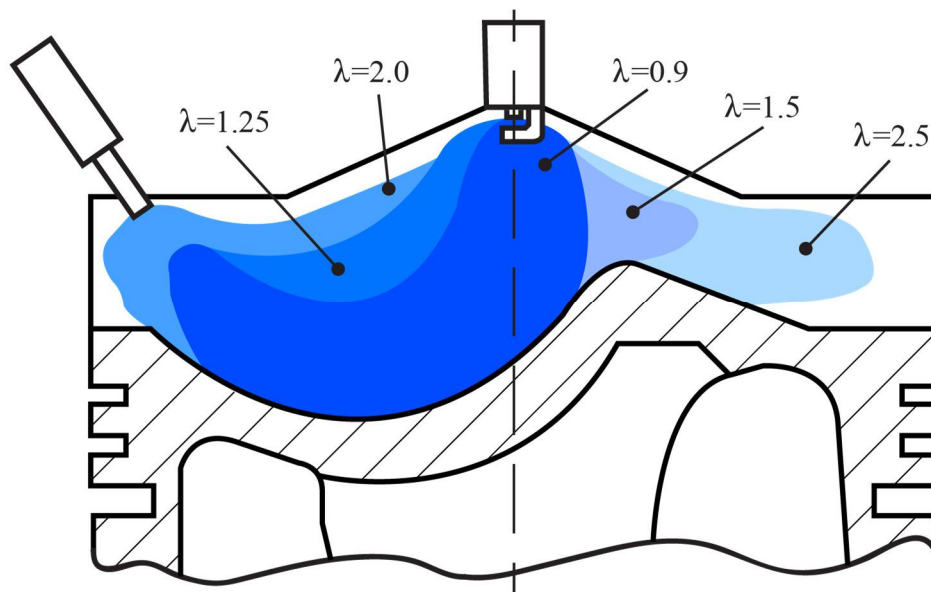


Figura 8.1 – Esempio schematico di formazione della carica stratificata in un motore ad iniezione diretta.

L'impiego effettivo di sistemi d'iniezione diretta a carica stratificata risulta però ancora raro e confinato ad applicazioni particolari malgrado i vantaggi che questo può offrire; le cause principali di questa mancata diffusione di questo genere di sistema sono da ricercarsi in:

- maggiore difficoltà progettuale della camera di combustione, in particolare nella forma del cielo del pistone che ricopre un ruolo fondamentale per indirizzare correttamente il getto di combustibile sotto la candela d'accensione;
- elevate quantità di NO_x a causa del titolo della miscela globalmente magro;
- difficoltà nel riuscire a controllare perfettamente il processo di formazione della carica, con conseguenti problemi di stabilità della combustione e insorgenza della detonazione;
- temperature allo scarico più basse e di conseguenza tempi maggiori per riscaldare il catalizzatore.

Questi motivi, ed anche altri, hanno momentaneamente portato alla mancata diffusione dei sistemi a carica stratificata e al mantenimento della valvola a farfalla come organo primario per

la regolazione del carico. L'iniezione diretta viene comunque sfruttata in alcune applicazioni odierne per la formazione di una carica omogenea in camera di combustione; è possibile infatti ottenere ugualmente alcuni benefici derivanti dall'impiego di questa metodologia d'iniezione del combustibile, tra i principali vantaggi è possibile evidenziare:

- una maggiore tonalità termica, in quanto in fase d'aspirazione la miscela introdotta è solo aria;
- si ottiene un maggiore effetto di raffreddamento della carica in ingresso, ne consegue quindi una maggiore efficienza volumetrica;
- la carica più fredda (maggiore potere ottanico) consente di ridurre problemi legati all'insorgere della detonazione, per questo motivo si può ottenere un incremento di prestazioni circa costante su tutto il regime di funzionamento del motore (in ragione del fatto che è possibile operare con valori maggiori del rapporto di compressione, dell'angolo di anticipo d'accensione, pressione di sovralimentazione maggiore, ecc.);
- avvenendo l'iniezione di combustibile direttamente in camera di combustione vengono ridotti i problemi di gestione dei transitori da parte del sistema di controllo, infatti non si forma condensazione di liquido lungo i condotti d'aspirazione;
- possibilità di impiegare particolari leggi di incrocio tra la valvola d'aspirazione e quella di scarico, con conseguente "buon" lavaggio del punto morto superiore dalla presenza di gas esausti.

8.1.1 – La tonalità termica

Per quanto riguarda il primo beneficio, è facile dimostrarne matematicamente l'efficacia. In un motore a combustione interna, a prescindere dal combustibile utilizzato e all'insorgere di combustioni anomale, il vero fattore limitante in termini di prestazioni massime erogabili, è la quantità di aria che è possibile introdurre all'interno di tutti i cilindri del motore ad ogni ciclo; se infatti si immettesse solamente una dose maggiore di combustibile, senza però disporre della sufficiente massa di fluido comburente, questa risulterebbe "inutile" in quanto non parteciperebbe al processo di combustione non essendoci sufficiente ossigeno libero con cui far avvenire le reazioni chimiche di ossido-riduzione.

Si consideri inoltre che l'aria è una miscela gassosa composta da diverse specie chimiche in cui l'ossigeno ne costituisce appena poco più un quinto; questo significa che, poiché gli atomi di carbonio e idrogeno che costituiscono un idrocarburo idealmente reagiscono con il solo ossigeno presente, è necessario introdurre una quantità di aria molto maggiore rispetto alla

massa di combustibile presente affinché la combustione possa essere stechiometrica. Inoltre, per sua natura fisica, alle condizioni a cui normalmente opera un motore, l'aria presenta un volume specifico particolarmente basso, se confrontato con quello di un idrocarburo liquido.

Risulta quindi chiaro come, piuttosto che considerare l'aria comburente necessaria per bruciare correttamente una massa unitaria di combustibile, è più utile riferirsi al contrario, ossia valutare la massa di combustibile che è possibile introdurre e bruciare "correttamente" per ogni massa unitaria di aria comburente disponibile.

Ne discende quindi il concetto di tonalità termica (o potenziale termico), il quale indica l'energia liberabile, o quantità di calore, che può essere sviluppata da un'unità di volume di miscela a temperatura e pressione costanti nel caso in cui la combustione sia ideale; essa può essere quindi espressa come:

$$K' = \frac{\text{energia liberabile in camera}}{\text{massa di miscela aspirata}} = \frac{m_{\text{fuel}} \cdot LHV}{m_{\text{asp}}} \quad (8.1)$$

Si consideri prima un sistema ad iniezione indiretta, o comunque nello scenario in cui la carica venga preformata a monte della valvola d'aspirazione; nel caso di miscela grassa il combustibile in grado di liberare effettivamente energia è solamente quello pari alla quantità stechiometrica, la (8.1) per cui risulta:

$$K'_{PFI} = \frac{m_{\text{fuel } S} \cdot LHV}{m_{\text{air}} + m_{\text{fuel } tot}} = \frac{m_{\text{fuel } S} \cdot LHV \cdot \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{air}}}}{\frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{fuel } tot}} + 1} = \frac{\overbrace{m_{\text{fuel } S}}^{1/AFR_s} \cdot \overbrace{m_{\text{air}}}^{AFR} \cdot LHV}{m_{\text{air}} \cdot m_{\text{fuel } tot}}}{\frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{fuel } tot}} + 1} = \frac{\frac{AFR}{AFR_s} \cdot LHV}{AFR \cdot \frac{AFR_s}{AFR_s} + 1} = \frac{\lambda \cdot LHV}{\lambda \cdot AFR_s + 1} \quad (0 \leq \lambda \leq 1) \quad (8.2)$$

Nel caso invece di miscela magra, sempre nello scenario dell'iniezione indiretta, la tonalità termica (8.1) è esprimibile come:

$$K'_{PFI} = \frac{m_{\text{fuel}} \cdot LHV}{m_{\text{air}} + m_{\text{fuel}}} = \frac{LHV}{\frac{m_{\text{air}} \cdot AFR_s}{\underbrace{m_{\text{fuel}}}_{AFR}} + 1} = \frac{LHV}{AFR_s \cdot AFR_s + 1} = \frac{LHV}{\lambda \cdot AFR_s + 1} \quad (\lambda \geq 1) \quad (8.3)$$

Si se considera ora un sistema d'iniezione diretta, la carica aspirata è composta da sola aria, per cui nel caso di miscela grassa, dove a liberare energia continua ad essere la sola massa stechiometrica del combustibile iniettato, la (8.1) diviene:

$$K'_{DI} = \frac{m_{fuel\ S} \cdot LHV}{m_{air}} = \frac{LHV}{AFR_S} \quad (0 \leq \lambda \leq 1) \quad (8.4)$$

Nel caso invece di miscela magra, sempre nello scenario dell'iniezione diretta, l'espressione della tonalità termica (8.1) può essere scritta come:

$$K'_{DI} = \frac{m_{fuel} \cdot LHV}{m_{air}} = \frac{LHV}{AFR \cdot \frac{AFR_S}{AFR_S}} = \frac{LHV}{\lambda \cdot AFR_S} \quad (0 \leq \lambda \leq 1) \quad (8.5)$$

Osservando la *Figura 8.2* si può notare chiaramente come la tonalità termica sia fortemente dipendente dal valore del titolo della miscela, in particolare è possibile esprimere il lavoro prodotto in funzione di tale parametro, infatti:

$$L_0 = C_0 \cdot 4\pi = \underbrace{m_{fuel} \cdot LHV}_{m_{mix} \cdot K'(\lambda)} \cdot \eta_{tot} = \underbrace{m_{mix}}_{V_c \cdot \rho_{mix}} \cdot K'(\lambda) \cdot \eta_{tot} = V_c \cdot \underbrace{\rho_{mix}}_{\rho_{coll} \cdot \eta_{vol}} \cdot K'(\lambda) \cdot \eta_{tot} \quad (8.6)$$

$$L_0 = V_c \cdot \underbrace{\rho_{coll}}_{\frac{P_{coll}}{R \cdot T_{coll}}} \cdot \eta_{vol} \cdot K'(\lambda) \cdot \eta_{tot} = V_c \cdot \frac{P_{coll}}{R \cdot T_{coll}} \cdot \eta_{vol} \cdot K'(\lambda) \cdot \eta_{tot}$$

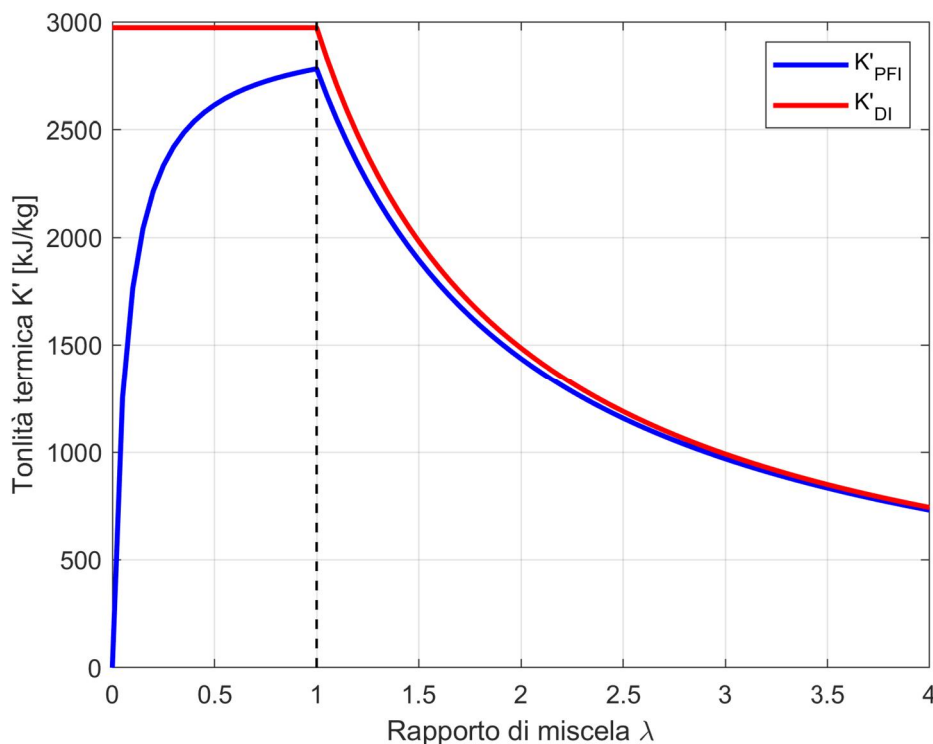


Figura 8.2 – Andamento della tonalità termica in funzione del titolo della miscela.

Invertendo la (8.6) è facile ottenere la coppia erogata, espressa in funzione dei principali parametri su cui è possibile intervenire: cilindrata, costante dei gas e temperatura nel collettore d'aspirazione sono dei fattori che dipendono dal motore, dal fluido e dalle condizioni d'impegno, quindi non direttamente controllabili; il rendimento totale è bene che sia il più elevato possibile per ovvie ragioni. Non rimane che, per regolare la coppia prodotta, intervenire sulla pressione nel collettore di aspirazione, sul riempimento volumetrico e sulla tonalità termica.

La prima grandezza è bene che sia la più elevata possibile per ridurre al minimo il lavoro negativo di pompaggio, la seconda è controllabile, ad esempio, mediante un sistema VVT o VVL, mentre l'ultima dipende appunto dal rapporto di titolo della miscela.

Purtroppo quest'ultima metodologia di regolazione del carico, ovvero quella per qualità, è al momento applicabile solamente nei motori diesel in quanto quelli a benzina, per limitare gli inquinanti prodotti e per la necessità di far funzionare correttamente il catalizzatore trivalente allo scarico, sono "costretti" ad operare in un campo molto limitato di titolo, quasi stechiometrico.

Rimane comunque il vantaggio che, a parità di condizioni di funzionamento, un motore GDI presenta una tonalità termica maggiore rispetto a quella di un PFI perché la miscela introdotta in fase di aspirazione è solamente aria e non una miscela contenente anche benzina. Per questo motivo le prestazioni erogabili da motori che sfruttano questa tecnologia sono superiori.

8.2 – Formazione del particolato nei sistemi *GDI*

Il principale aspetto negativo derivante dall'adozione di un sistema ad iniezione diretta a carica omogenea, oltre i naturali costi più elevati provenienti da una maggiore complessità progettuale e realizzativa dell'iniettore e della testa motore in cui alloggiarlo, consiste nella produzione di particolato, soprattutto all'avviamento, quando il motore risulta ancora freddo.

La formazione di particolato infatti ha origine a partire da quelle zone nella camera di combustione nelle quali non vengono raggiunte le condizioni di accendibilità della miscela, in quanto eccessivamente grassa; quando il motore è freddo, ovvero in fase di avvio, il getto di combustibile proveniente dall'iniettore posto in camera, può impattare contro le pareti del cilindro e pistone, dissipando quindi la propria quantità di moto e formando pertanto delle sacche di miscela particolarmente grasse. Queste, incontrando una superficie fredda, non hanno modo di evaporare correttamente, per cui, quando vengono raggiunte dal fronte di fiamma, possono dar luogo alla formazione di particolato.

Per limitare questo problema vengono adottati sistemi d'iniezione frazionata perché, se ad un certo carico del motore corrisponde una determinata quantità di combustibile da dover iniettare, se la si divide in tanti piccoli "pacchetti" di carica, ciascuno di questi, avendo frazionato la massa, al momento dell'iniezione presenterà una quantità di moto inferiore.

Di conseguenza, possedere una quantità di moto inferiore si traduce in una minore capacità di penetrazione all'interno della camera di combustione e quindi diminuisce la possibilità di impatto contro le pareti interne; frazionando quindi l'iniezione si ottiene uno spray con un minore potere penetrante (Figura 8.3).

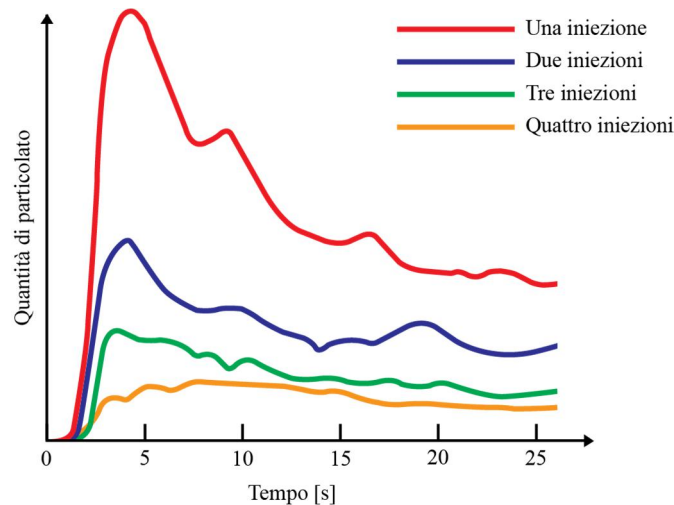


Figura 8.3 – Influenza del numero d'iniezioni sulla formazione del particolato al progredire del tempo.

L'impiego dell'iniezione frazionata può essere unito ad una "intelligente" fasatura d'iniezione quando il pistone si trova lontano dall'iniettore (come ad esempio al PMI), oppure riducendo la pressione d'iniezione, diminuendo quindi ulteriormente la quantità di moto dello spray e di conseguenza anche il suo potere penetrante.

L'esigenza di operare con uno spray caratterizzato da un basso potere penetrante diventa particolarmente importante a carichi più bassi, ovvero in quelle situazioni in cui la densità della carica intrappolata all'interno del cilindro risulta bassa, quindi risulta minore anche la resistenza aerodinamica che il getto incontra durante il suo moto, con conseguente impatto contro le pareti interne del pistone e cilindro.

Altre ragioni riguardo l'origine del particolato, derivano dalla formazione di fiamme diffusive in camera di combustione; in particolare può accadere che, nelle fasi terminali d'iniezione dello spray, questo fuoriesca in maniera particolarmente lenta, a causa di una chiusura non istantanea dello spillo dell'iniettore, generando una sacca particolarmente grassa e dotata di scarsa quantità di moto nelle zone sottostanti al polverizzatore, con conseguente formazione di particolato.

La stessa fasatura d'iniezione, ovvero l'istante nel quale avviene l'inizio dell'introduzione del combustibile in camera, può condizionare la genesi del particolato; essa infatti influenza direttamente la formazione di depositi liquidi sulle pareti interne al cilindro.

Se si suppone di mantenere costante la pressione d'iniezione, sperimentalmente si può osservare come, posticipando la fasatura rispetto al PMS di inizio aspirazione, aumenta il percorso libero dello spray e quindi maggiori sono le possibilità di atomizzare e far evaporare correttamente il getto, evitando pertanto l'impatto contro le pareti. Nel caso contrario di fasatura d'iniezione anticipata invece, si può riscontrare come si generi una situazione opposta, quindi particolarmente critica (con valori locali del titolo molto bassi) e potenzialmente può avere origine molto particolato.

Un'ultima causa di formazione del particolato, può essere attribuita alle variazioni improvvise di carico (definite *step-load*); aumentando infatti il carico motore richiesto deve aumentare anche la portata d'aria e di conseguenza quella di combustibile iniettato, generando quindi un aumento della temperatura in camera. I componenti meccanici tuttavia presentano sempre una certa inerzia termica, pertanto durante i primi istanti temporali, essi rimarranno "freddi".

Avendo però iniettato una quantità di combustibile maggiore (dettata dalla richiesta improvvisa di un carico motore maggiore), aumenta anche la corrispondente quantità di moto dello spray; essa infatti è definita come il prodotto tra una massa per la velocità del fluido, la prima dipende appunto dalla richiesta di carico, la seconda invece discende dalla pressione differenziale agente sull'iniettore, che in prima approssimazione può essere considerata circa costante.

Aumentando la massa iniettata, aumenta quindi la quantità di moto, pertanto lo spray accresce anche il proprio potere penetrante; di conseguenza esso può colpire le superfici della camera di combustione, come il cielo del pistone, le quali però, a causa della loro inerzia termica, sono rimaste ancora "fredde".

Questo ritardo termico alla risposta di aumento di temperatura da parte dei componenti meccanici, unito all'accresciuta capacità penetrante del getto di combustibile iniettato, possono portare alla formazione di un film liquido che genera particolato una volta raggiunto dal fronte di fiamma (*Figura 8.4*). Naturalmente, al passare del tempo, o all'aumentare ulteriore del carico, si può constatare come, oltre all'aumento di combustibile introdotto, e quindi anche della sua quantità di moto, si "scaldino" anche le superfici metalliche, per cui lo spray impattandovi evapora, non generando più condensazione locale di film liquido.

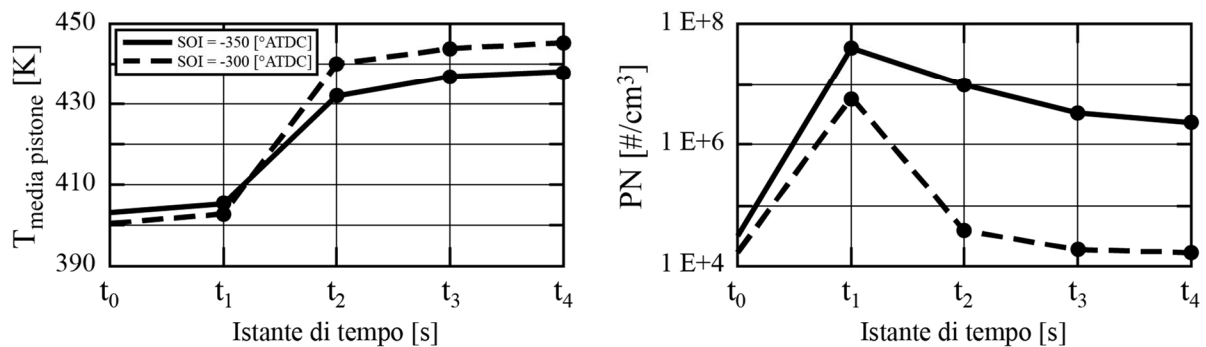
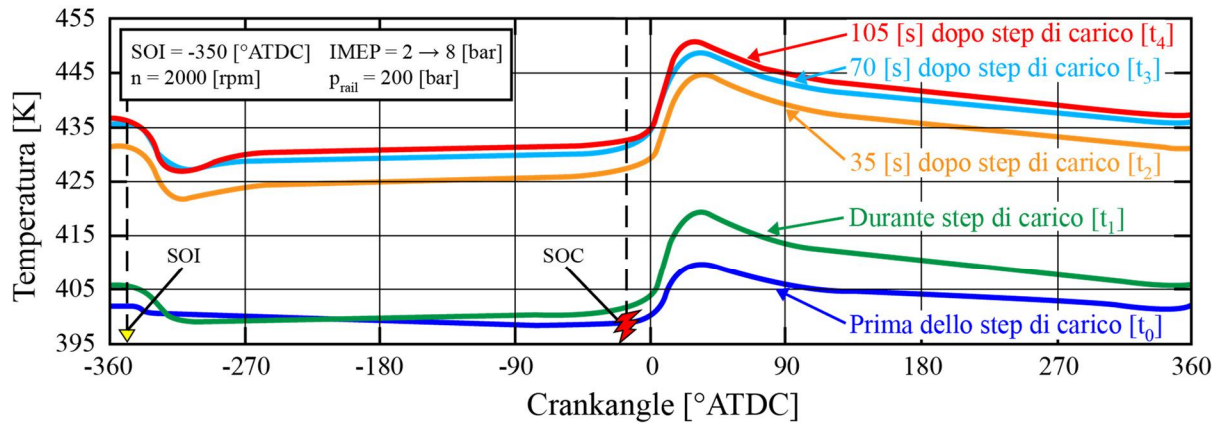


Figura 8.4 – Meccanismo di formazione del particolato nel caso di variazioni repentine di carico (load-step).

Per ridurre al minimo il particolato prodotto da quest'ultimo fenomeno, è necessario adottare opportune strategie di controllo dell'iniezione che siano in grado di non introdurre una quantità eccessiva di combustibile nelle fasi iniziali, mediante iniezione frazionata e agendo sulla pressione e fasatura d'iniezione, e che al contempo siano in grado di garantire la performance richiesta.

8.3 – Avvio interfaccia e caricamento dati

L'interfaccia grafica relativa all'analisi degli sweep SOI (*Start Of Injection*) può essere aperta premendo il pulsante '*Analisi sweep SOI*' dell'interfaccia principale di *Figura 6.1*; l'interfaccia che viene generata è quella di *Figura 8.5*. Essa è organizzata nella medesima maniera della parte relativa all'analisi dei sweep VVT, le tre parti principali infatti sono:

1. la prima, evidenziata dal rettangolo rosso, è il menù di caricamento o elaborazione dei file PUMA;
2. la seconda, evidenziata dal rettangolo blu, è il menù di caricamento/filtraggio delle tracce di pressione ed elaborazione delle grandezze indicate da esse ricavabili;
3. la terza, evidenziata dal rettangolo verde, è relativa alla tipologia di output grafico da mostrare sulla base dei dati precedentemente elaborati.

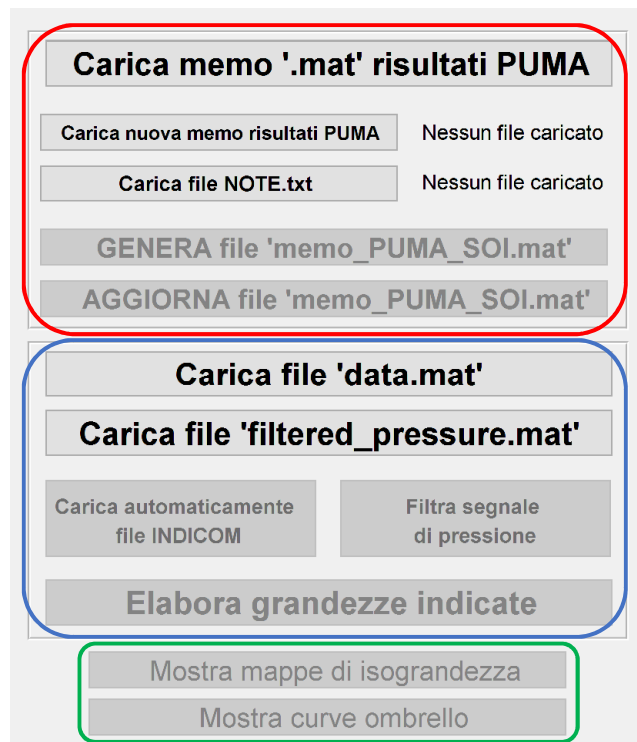


Figura 8.5 – Interfaccia principale per l'analisi degli sweep SOI.

Per quanto riguarda le prove per le quali è stata ideata questa parte del codice, si tratta di acquisizioni tutte eseguite in condizioni di massimo carico e condotte a diversi regimi di rotazione. Le prove pertanto sono finalizzate a stabilire quale sia l'angolo ottimale, al quale far avviare il processo d'iniezione, tale per cui da un lato sia minimo il particolato prodotto, dall'altro sia massimo l'effetto di raffreddamento della carica aspirata, con conseguente aumento delle prestazioni erogate.

Anche in questo caso, una volta raggiunto il punto d'interesse, vengono bloccati i diversi parametri di controllo, ad eccezione di quello che comanda l'avvio dell'iniezione, in quanto soggetto di studio della prova. A differenza dell'analisi VVT, dove in quel caso erano due i possibili parametri che potevano variare in contemporanea, in questo genere di prove ne viene fatto variare soltanto uno.

Per quanto riguarda il caricamento dei dati, esso è del tutto simile al caso precedente: è possibile caricare un file di tipo *.mat* di un'analisi precedente, oppure caricando le opportune memorizzazioni *PUMA*, ed eventuali file "note", è possibile generarne uno nuovo. In quest'ultimo caso, le variabili strettamente necessarie per far funzionare correttamente il codice sono:

- ***AVL_INDEP_TIME***

- **GIRI**: regime di rotazione medio acquisito dal banco;
- **wbhxxsl_w**: comando di attuazione dell'iniezione.

I file di testo contenenti i dati acquisiti dal banco, possono essere, di nuovo suddivisi per singoli regimi, oppure contenere punti motore multipli; il codice è in grado di riconoscere questi due casi ed operare di conseguenza la separazione esatta delle prove. Quando sono presenti più regimi di rotazione (*Figura 8.6*), questi prima vengono arrotondati a step di 25 giri al minuto per eliminare eventuali oscillazioni di velocità tra una acquisizione ed un'altra; quindi vengono ordinati in maniera crescente e, sfruttando le proprietà della funzione *unique*, vengono individuati gli indici relativi alla prima ed ultima posizione per ciascun step di regime motore.

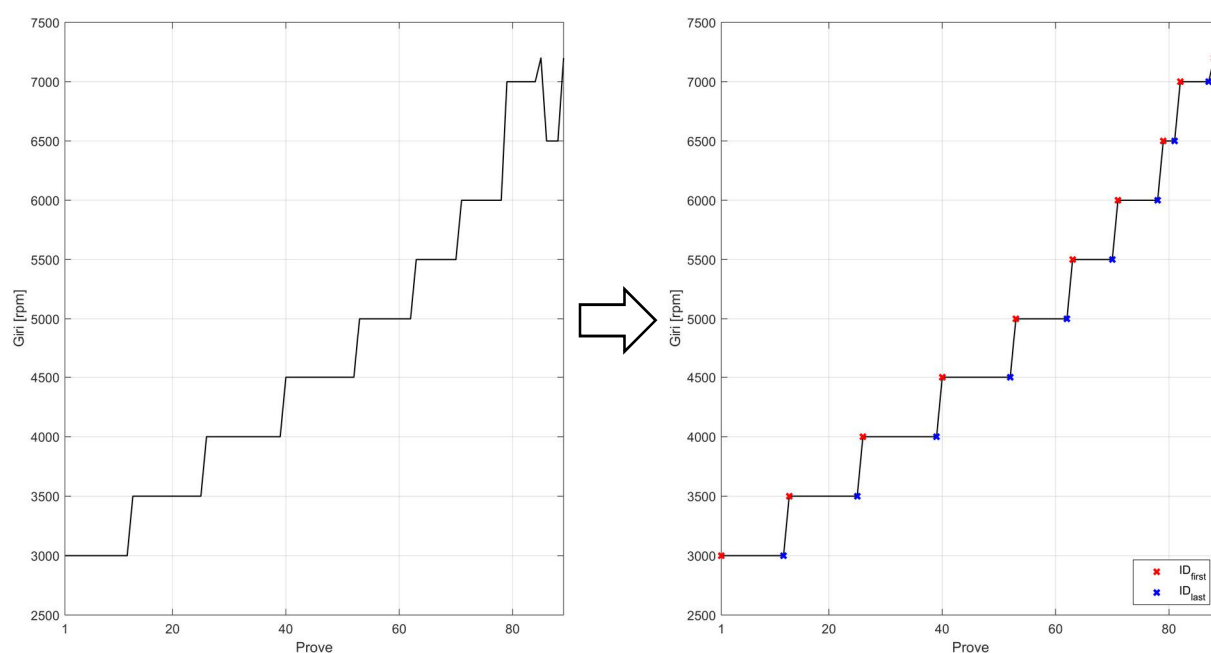


Figura 8.6 – Schematizzazione grafica di come vengono organizzate le prove in base ai giri ed individuati i punti che le delimitano.

Successivamente, all'interno di ogni step di regime di rotazione, i dati vengono ordinati secondo un ordine dell'istante d'iniezione crescente rispetto al punto morto superiore in fase d'aspirazione; la variabile *wbhxxsl_w* risulta però definita rispetto al punto morto superiore al termine della fase di compressione.

Per questo motivo, oltre ad essere arrotondata a step di 5 gradi per eliminare eventuali "fluttuazioni" del suo valore, viene sommato un offset negativo pari ad un giro completo di manovella. In questa maniera i nuovi valori di SOI sono riferiti all'arco angolare che trascorre tra il punto morto superiore di inizio aspirazione e l'istante di avvio dell'iniezione.

Terminata questa fase preliminare di ordinamento dei dati, questi vengono disposti in matrici, le cui colonne sono organizzate per valori crescenti di giri, mentre le righe secondo i valori

dell'angolo di inizio iniezione. Conclusa questa operazione viene generata e salvata la variabile *data_memo_PUMA_SOI.mat*, contenete tutti i risultati elaborati.

8.4 – Output grafici: mappe di isograndezze

La prima modalità di visualizzazione grafica disponibile è quella delle mappe di isograndezze; per accedervi bisogna premere sul pulsante 'Mostra mappe di isograndezza' dell'interfaccia principale dell'analisi SOI di *Figura 8.5*; l'interfaccia generata è quella di *Figura 8.7*.

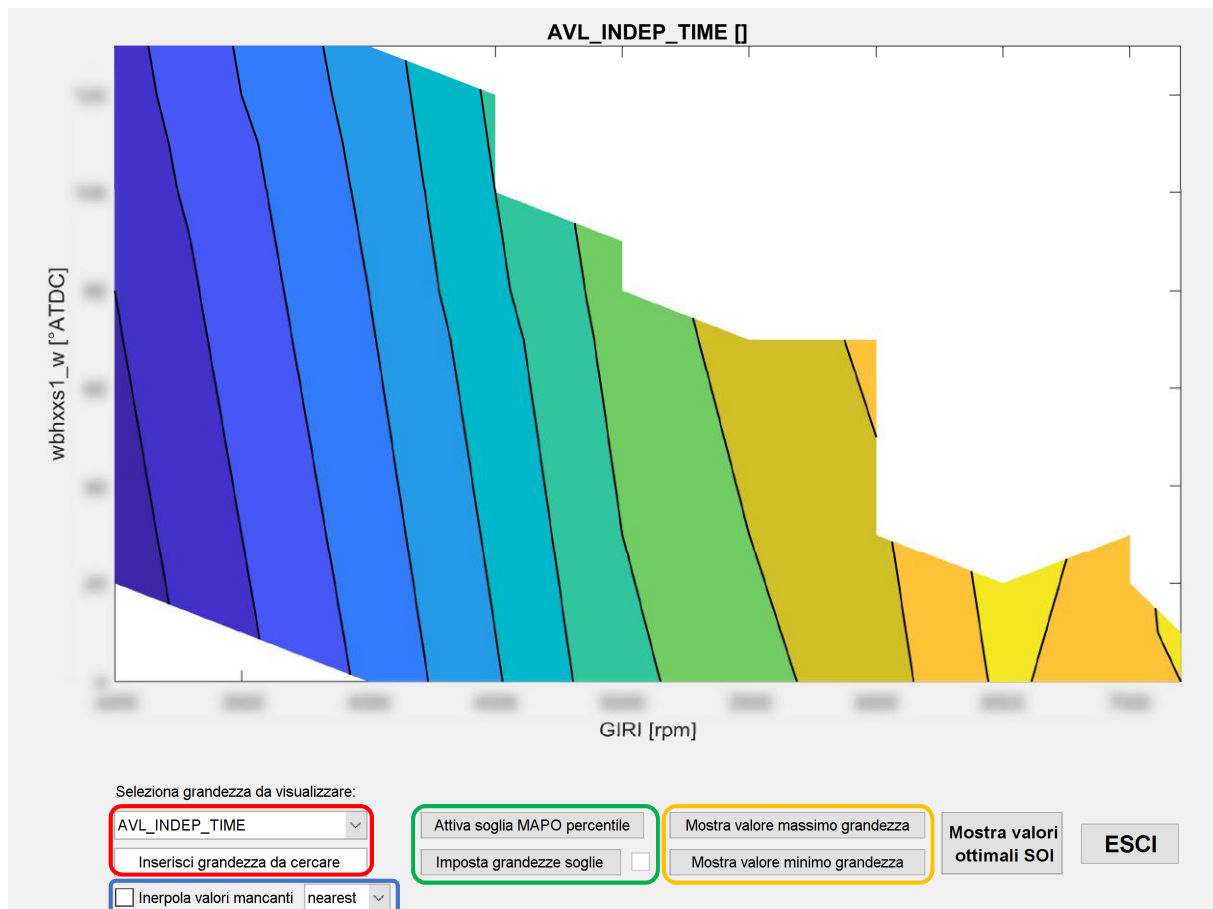


Figura 8.7 – Interfaccia utente per l'analisi delle mappe di isograndezze nei sweep SOI.

Essa si presenta in maniera simile a quella generata per l'analisi VVT; tuttavia in questo caso, trattandosi di un'analisi monodimensionale, non sono presenti i comandi relativi alla selezione del regime di rotazione. Nel riquadro rosso sono evidenziati i comandi di ricerca delle diverse grandezze, nel rettangolo color blu sono presenti i controlli per la gestione dell'interpolazione dei valori mancanti del piano quotato, nel riquadro verde vi sono i comandi per la gestione delle grandezze soglia, mentre in quello arancione vi sono i pulsanti relativi alla visualizzazione dei valori massimi/minimi.

Premendo sul pulsante *‘Mostra valori ottimali SOI’* viene aperta la finestra di *Figura 8.8*; tramite di essa è possibile visualizzare il valore ottimale del punto di inizio dell’iniezione ai diversi regimi di rotazione.

Tramite la tabella posta di lato, per ciascuna delle grandezze presenti, è possibile scegliere se il valore ottimale di SOI da ricercare, sia tale da massimizzare o minimizzare la grandezza selezionata. Per aggiornare il grafico, a seguito della scelta, è necessario premere sul pulsante *‘Aggiorna valori ottimali SOI’* posto al disotto di essa.

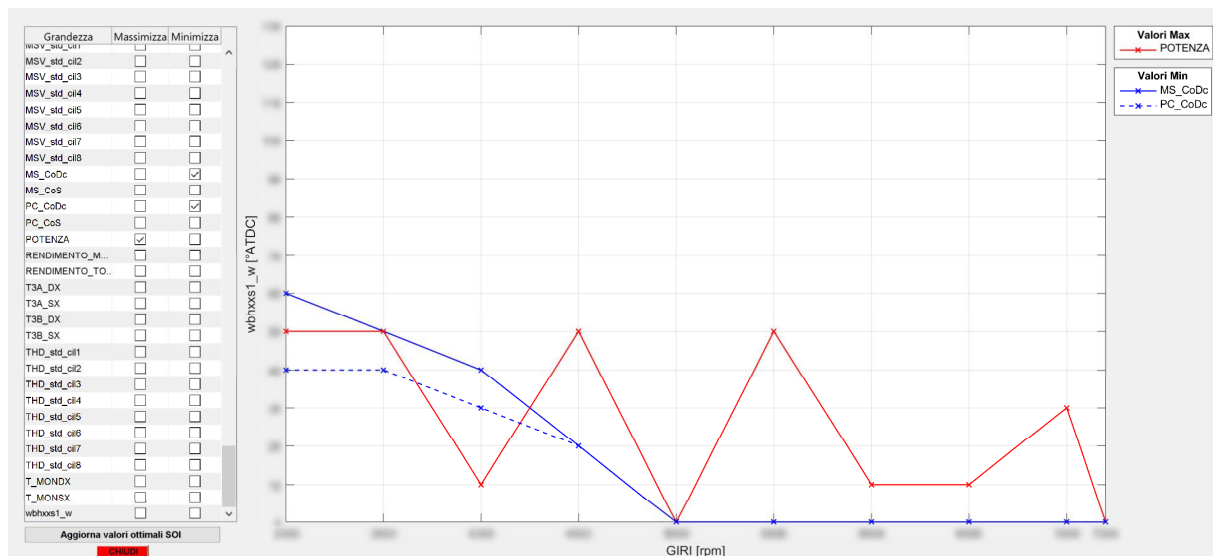


Figura 8.8 – Finestra grafica per l’analisi del valore ottimale di SOI.

8.4 – Output grafici: curve a ombrello

La seconda modalità di visualizzazione grafica disponibile è quella delle curve a ombrello; per accedervi bisogna premere sul pulsante *‘Mostra curve ombrello’* dell’interfaccia principale dell’analisi SOI di *Figura 8.5*; l’interfaccia generata è quella di *Figura 8.9*.

Nel riquadro color rosso sono evidenziati i comandi relativi alla selezione della grandezza da voler visualizzare, nel rettangolo color blu sono presenti i comandi di parametrizzazione delle curve a ombrello. È infatti possibile impostare una visualizzazione sia a *wbhxxsl_w* costante, che con i giri, inoltre è possibile definire se l’analisi è finalizzata alla ricerca di un punto di massimo oppure di minimo.

Nel riquadro verde è evidenziata la casella di testo editabile per l’inserimento del grado del polinomio interpolante dei punti grezzi; poiché, come nel caso mostrato, l’andamento di alcune grandezze, come la formazione del particolato appunto, segue leggi ben più complesse di semplici curve polinomiali, se vengono riscontrati valori negativi della grandezza interpolata,

quando invece il dato acquisito non ne presenta nessuno, non viene allora mostrata la curva ottenuta per interpolazione.

Osservando la *Figura 8.9* si può notare come ai regimi di rotazione più bassi, ovvero quelli in cui la turbolenza dell'aria in ingresso è minore e quindi è più facile che si formi particolato, gli andamenti delle grandezze sono tali da non essere semplicemente interpolabili con un polinomio di secondo grado. Ai regimi più elevati invece la turbolenza risulta essere maggiore, quindi il combustibile riesce a miscelarsi meglio con la carica in ingresso e la formazione di particolato è meglio “descrivibile” mediante una curva polinomiale.

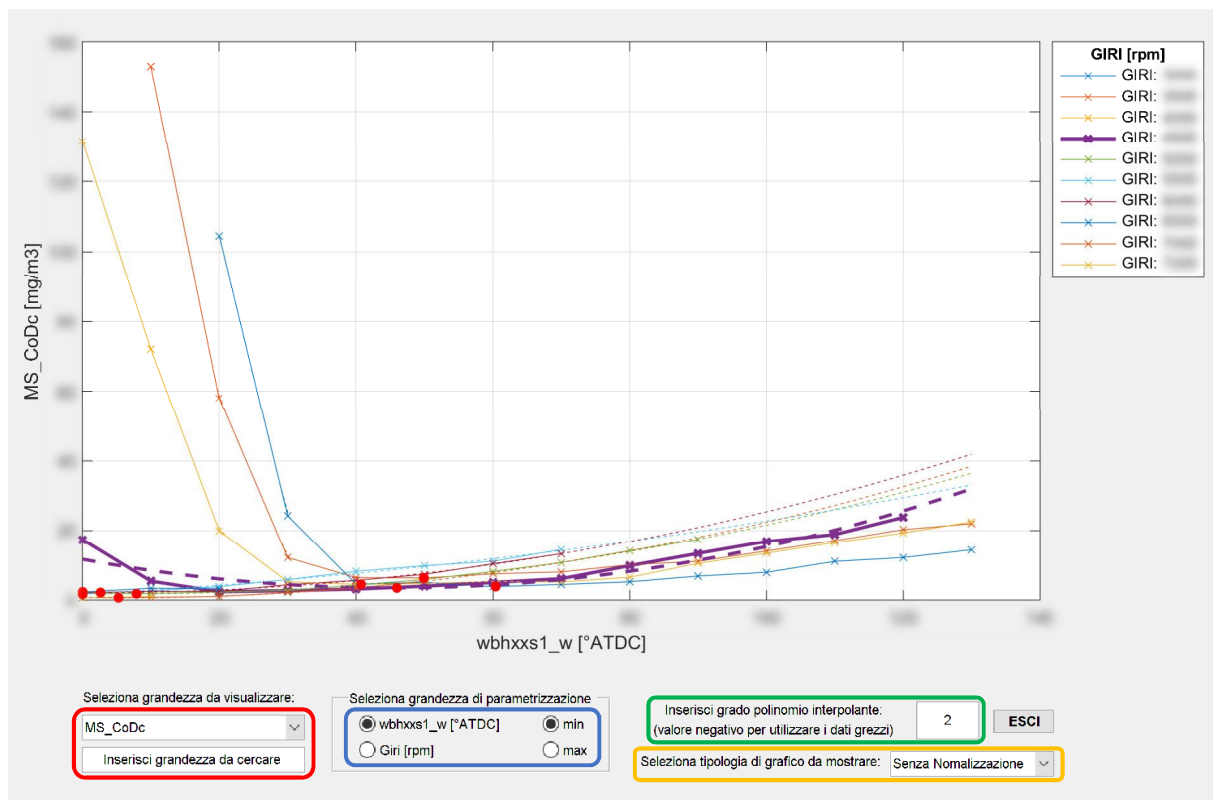


Figura 8.9 – Interfaccia grafica per l’analisi delle curve a ombrello nei sweep SOI.

Come per l’analisi VVT, tramite il menù evidenziato dal rettangolo arancione, è possibile scegliere tra tre diverse tipologie di visualizzazione:

- ‘*Senza Normalizzazione*’: sono i dati espressi in base al SOI o ai giri, nella misura in cui essi sono stati acquisiti;
- ‘*Normalizzazione 1*’: i dati vengono tutti riferiti rispetto al loro valore ottimale di massimo o di minimo (prima *Figura 8.10*);
- ‘*Normalizzazione 2*’: oltre che essere riferiti al valore di SOI/giri ottimale, i dati sono anche normalizzati rispetto al loro valore massimo o minimo (seconda *Figura 8.10*).

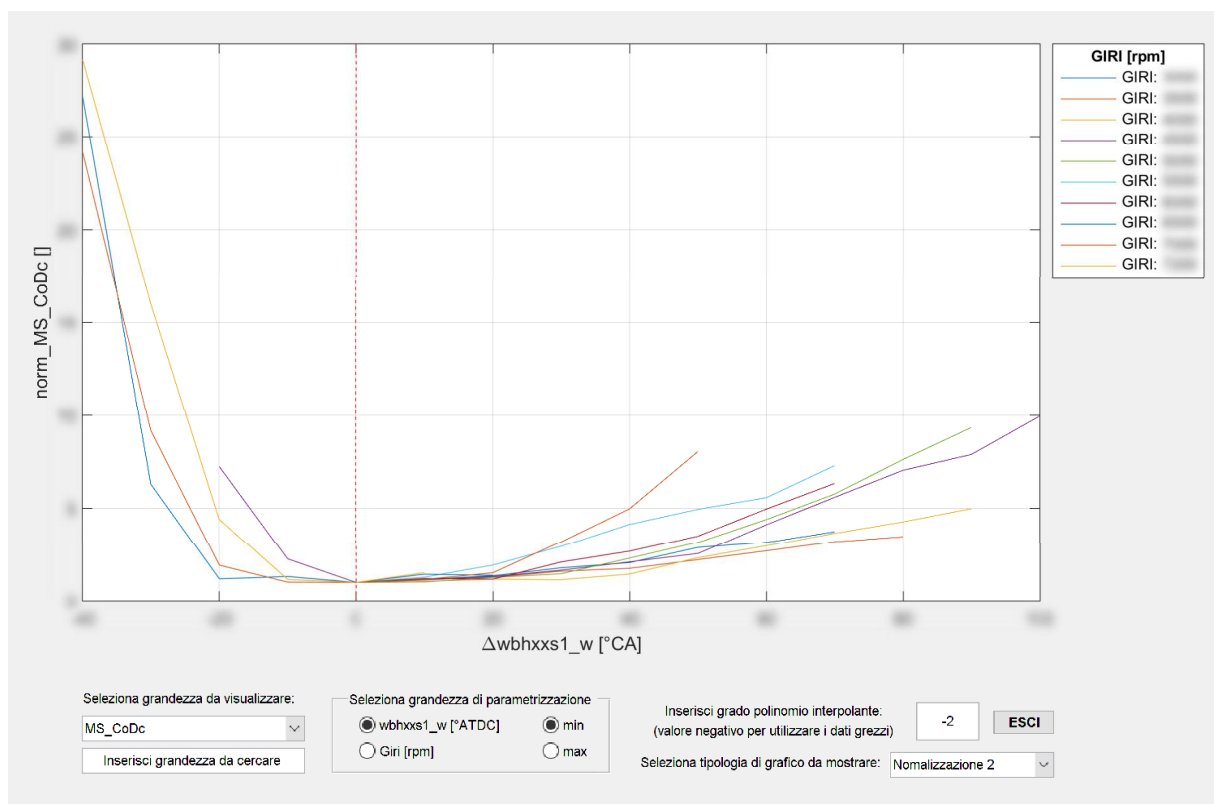
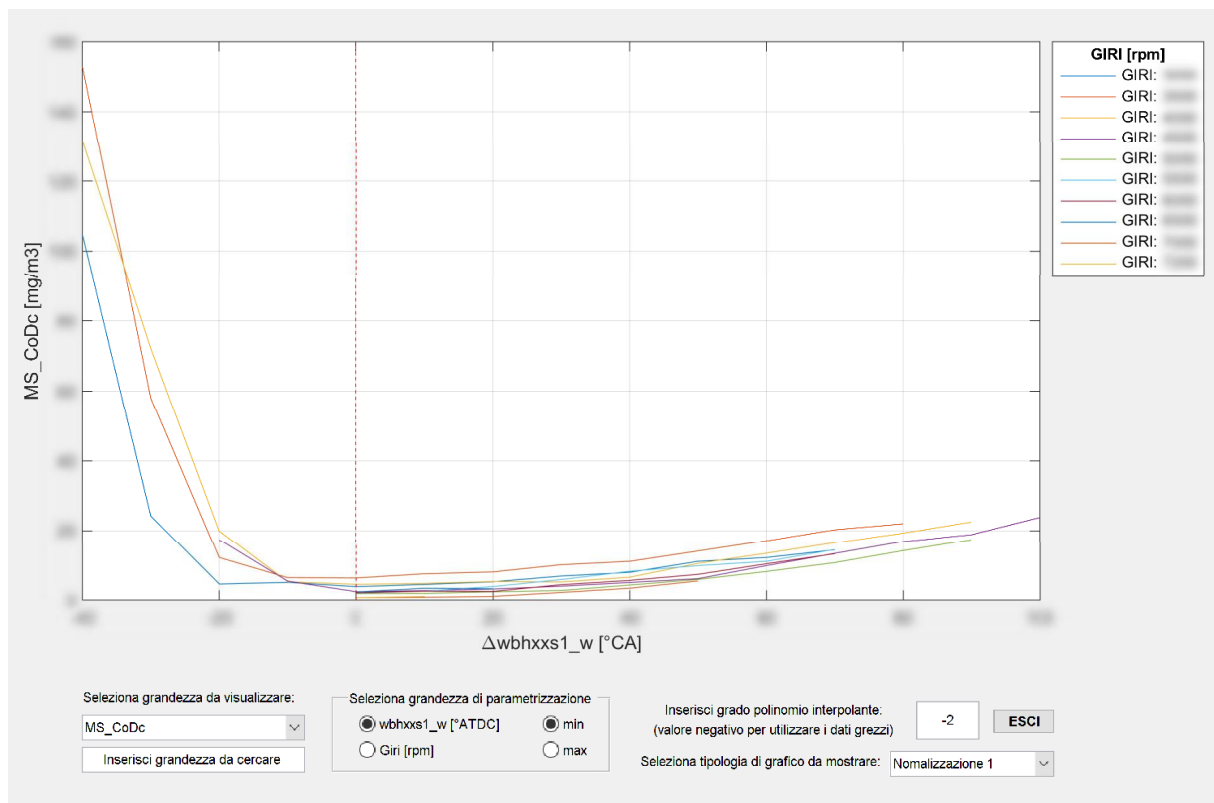


Figura 8.10 – Esempi di curve a ombrello normalizzate rispetto al loro valore ottimale di SOI (in alto) e anche rispetto al valore di minimo ottimale (in basso).

9 – Analisi *sweep SA*

Nei motori ad accensione comandata, la gestione dell'avvio della combustione consiste sostanzialmente nella determinazione dell'istante ottimale nel quale far scoccare la scintilla tra gli elettrodi della candela e viene definito anticipo di accensione (*SA – Spark Advance*). Esso di fatto rappresenta la distanza, espressa in gradi di rotazione dell'albero motore, che intercorre tra il punto in cui avviene lo scoccare della scintilla tra gli elettrodi della candela ed il punto morto superiore di fine corsa di compressione.

9.1 – L'anticipo di accensione

Questo valore di anticipo si rende necessario perché, come è stato esposto nel *capitolo 4*, il processo di combustione in questa tipologia di motori non è mai (e non deve essere) istantaneo, ma richiede sempre un certo intervallo di tempo (o angolare) affinché possa essere considerato concluso.

Trattandosi quindi di un fenomeno “progressivo”, è necessario che venga adeguatamente distribuito a cavallo del punto morto superiore, in maniera tale da convertire in lavoro meccanico utile la massima quantità di energia termica liberata da esso.

Se l'avvio della combustione risultasse eccessivamente anticipato, allora aumenterebbe troppo il lavoro di compressione che il pistone deve svolgere sul gas (lavoro negativo) inoltre, poiché le condizioni di pressione e temperatura al raggiungimento del punto morto superiore così facendo risulterebbero molto elevate, potrebbero facilmente instaurarsi delle condizioni favorevoli per la detonazione. Per contro, se si ritardasse eccessivamente l'accensione della miscela, il picco di pressione non solo si allontanerebbe dal punto morto superiore, ma ridurrebbe anche la sua ampiezza, producendo pertanto una diminuzione del lavoro d'espansione raccogliabile all'albero.

Il valore ottimale di anticipo d'accensione è quello che garantisce il migliore compromesso tra questi due scenari, permettendo quindi di ricavare il massimo lavoro utile per ogni ciclo. Esso può essere stimato mediante opportuni modelli matematici, ma viene sempre definito con precisione in sala prova, in maniera tale da fornire alla centralina di controllo una o più mappe

di valori ottimali di questa grandezza, ricavate nelle diverse condizioni di funzionamento del motore.

Tale distanza ottimale varia sia in funzione del regime di rotazione che del carico del motore, sia da altri fattori quali il rapporto stechiometrico o grado di polverizzazione del combustibile. Questa necessità di anticipare l'inizio della combustione rispetto al punto morto superiore di fine compressione, al variare delle condizioni di funzionamento, nasce dal fatto che, all'aumentare del regime di rotazione, diminuisce il tempo in cui far avvenire la combustione, che a sua volta è influenzata dal carico. Di fatto, tanto più è "lento" il processo di combustione, tanto maggiore dovrà risultare l'anticipo attuato, in maniera tale da ripartire in maniera quanto più simmetrica possibile la combustione rispetto al punto morto superiore.

9.2 – Svolgimento della prova

Normalmente una prova finalizzata alla ricerca dell'anticipo ottimale prevede che il motore venga portato nel punto di funzionamento desiderato, una volta che si è regimato, in particolare per quanto riguarda le temperature, vengono bloccati i diversi parametri di attuazione (come valvola *wastegate* se il motore è turbocompresso, posizione dei variatori di fase, fasatura dell'iniezione, ecc.) quindi, partendo da una posizione iniziale "neutra" viene fatto variare l'anticipo sia con step positivi, che negativi, rispetto a quella iniziale.

In questa maniera i parametri acquisiti varieranno in funzione dell'angolo d'anticipo applicato, seguendo un andamento parabolico con concavità positiva o negativa rispettivamente se nel punto ottimale di anticipo, la grandezza considerata presenta un punto di minimo oppure di massimo.

Adottando la convenzione di porre positivi i valori in gradi precedenti al punto morto superiore (*BTDC – Before Top Dead Center*), mentre negativi quelli successivi ad esso, se si osserva una curva a ombrello derivante da una prova di questo genere, come quella riportata nella prima di *Figura 9.1*, si può notare come essa non sia simmetrica rispetto al proprio valor massimo (o minimo).

Questo è dovuto al fatto che, un valore eccessivo d'anticipo d'accensione causa non solo una diminuzione delle prestazioni del motore, in quanto aumenta il lavoro negativo durante la corsa di fine compressione, ma aumentando in maniera considerevole la temperatura e la pressione si instaura il rischio di detonazione; per queste ragioni questa "zona" del campo di attuazione dell'anticipo d'accensione è spesso poco indagata, in quanto potenzialmente "pericolosa".

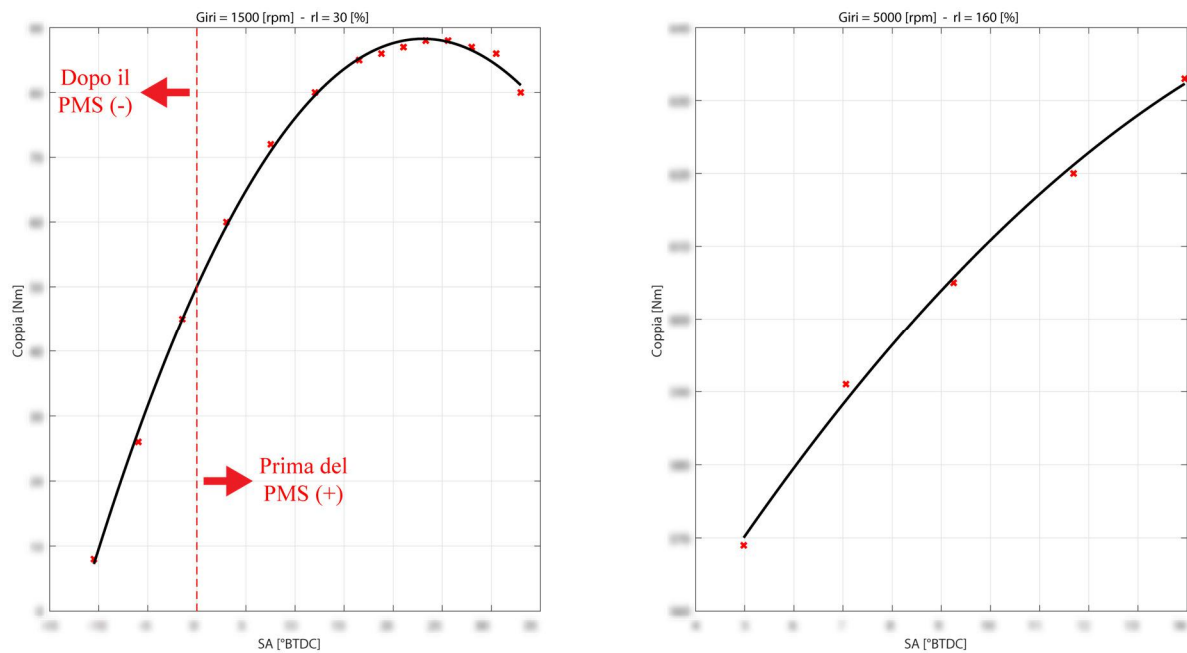


Figura 9.1 – Esempio di curva a ombrello dell’influenza dell’anticipo di accensione sulla coppia prodotta dal motore.

Riduzioni di anticipo rispetto al valore ottimale comportano quindi uno scadimento delle prestazioni motore; il valore minimo di anticipo attuabile, al più anche successivo al punto morto superiore, è dettato, oltre che da uno scadimento considerevole delle prestazioni del propulsore, dall’aumento dell’instabilità di combustione (con il rischio di *misfire*) e dal progressivo aumento delle temperature allo scarico.

In alcuni punti operativi del motore può accadere che, per ragioni legate essenzialmente al raggiungimento delle condizioni detonanti, l’andamento di una grandezza in funzione del valore di anticipo applicato risulti come interrotta (seconda *Figura 9.1*), ovvero non presenta il tipico andamento parabolico, ma si arresta prima del suo valore teorico ottimale. Da questo caso particolare ben si comprende l’effetto “dannoso” che ha la detonazione sulle prestazioni erogabili da un motore in particolari condizioni di funzionamento.

È chiaro che l’accuratezza che richiede questo processo, e gli innumerevoli scenari che possono verificarsi, non rende possibile mappare ogni singolo punto operativo del motore, ma si discretizza, con tecniche statistiche, il dominio di punti da dover calibrare e, con i c acquisiti, si compila il piano quotato corrispondente inserendolo all’interno della centralina motore.

Quando durante l’impiego reale del motore si richiede l’utilizzo di un valore non inserito all’interno della mappa ottenuta in fase di calibrazione, esso viene ricavato mediante interpolazione numerica dei valori corrispondenti alle condizioni di funzionamento più prossime a quelle reali.

Le prove sulle quali è stato sviluppato il codice, in realtà si presentano in una maniera leggermente diversa rispetto a questa modalità di operare. Partendo da un primo valore grezzo di anticipo, derivante dai modelli matematici, lo si fa variare (senza effettuare delle acquisizioni) fintanto che non viene raggiunto un valore di CA50MFB pari a $8 \div 10$ °CA ATDC (considerato ottimale) o non si incorre in condizioni detonanti. Da questo punto si effettuano quindi delle detrazioni di anticipo, inizialmente a step di 2.5 °CA poi, dopo le prime cinque acquisizioni, si passa a detrazioni di 5 °CA, fintanto che non si raggiungono delle condizioni limite allo scarico, oppure la combustione non riesce più a sostenersi.

Si tratta pertanto di prove di “ritardato” finalizzate a determinare fino a quale valore limite di anticipo d’accensione è possibile operare e con quali effetti negativi, nel caso in cui fossero richieste repentine diminuzioni di coppia, o detrazioni derivanti dal controllo anti detonazione.

Ci si aspetterebbe quindi che i dati acquisiti rappresentino solamente il primo tratto crescente della corrispondente curva a ombrello; in realtà, poiché possono esservi dei punti motore in cui l’apice della curva a ombrello risulta “molto” piatto, il punto iniziale trovato sperimentalmente potrebbe non essere effettivamente quello di massimo assoluto, ma potrebbe trovarsi sul ramo successivo al valore ottimale. Il codice è in grado di operare il riconoscimento dello scostamento dell’andamento delle diverse grandezze, rispetto al loro valore ottimale.

In aggiunta, oltre alle prove di sola variazione di anticipo, sono presenti anche acquisizioni effettuate a diversi valori del rapporto stechiometrico di titolo; rendendo di fatto queste, delle prove bidimensionali come per il caso dell’analisi del VVT.

9.3 – Avvio interfaccia e caricamento dati

L’interfaccia grafica relativa all’analisi degli sweep di anticipo d’accensione, può essere aperta premendo il pulsante ‘*Analisi sweep SA*’ dell’interfaccia principale di *Figura 6.1*; l’interfaccia che viene generata è quella di *Figura 9.2*.

Essa concettualmente è del tutto simile a quanto già visto per quella relativa al VVT e al SOI, semplicemente, in ragione delle peculiarità delle prove, i comandi sono disposti in maniera leggermente diversa. Permane comunque la suddivisione in tre parti principali:

1. la prima, evidenziata dal rettangolo rosso, è il menù di caricamento o elaborazione dei file PUMA;
2. la seconda, evidenziata dal rettangolo blu, è il menù di caricamento/filtraggio delle tracce di pressione ed elaborazione delle grandezze indicate da esse ricavabili;

3. la terza, evidenziata dai rettangoli verdi, è relativa alla tipologia di output grafico da mostrare sulla base dei dati precedentemente elaborati.

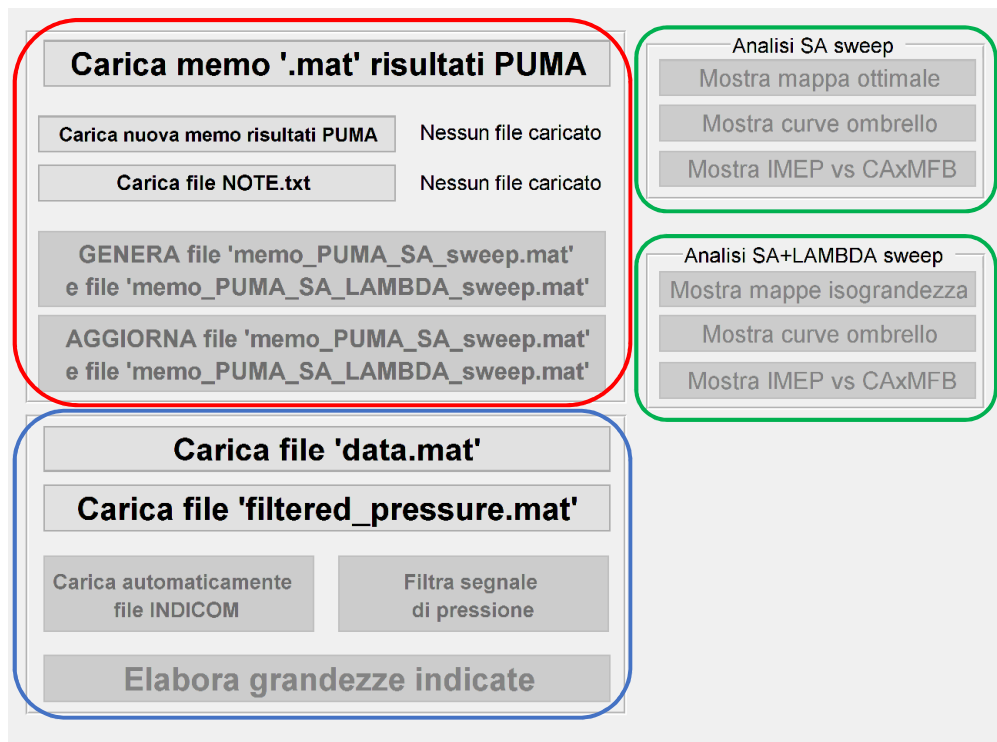


Figura 9.2 – Interfaccia principale per l'analisi degli sweep SA.

Poiché le acquisizioni prese in esame presentano, sia sweep del valore di anticipo che, alcune uno sweep del valore di titolo, in questo caso vengono generate e salvate due variabili, chiamate rispettivamente *'data_memo_PUMA_SA.mat'* e *'data_memo_PUMA_SA_LAMBDA.mat'*, contenenti i rispettivi risultati.

Per caricare una nuova prova bisogna premere sul pulsante *'Carica nuova memo risultati PUMA'*, quindi selezionare i file di testo contenenti le acquisizioni esportate. Data la possibile “complessità” delle prove, intesa come numero di regimi di rotazione, carico, valore del titolo della miscela, numero di variazioni di anticipo non costante ecc., non è presente un metodo di “autoapprendimento” di eventuali punti ripetuti da eliminare; diventa quindi molto importante caricare correttamente gli eventuali file “note”, uno per ciascun ID delle memorizzazioni *PUMA* caricate, contenenti gli indici delle prove da dover eliminare.

Caricate quindi le memorizzazioni *PUMA* e gli eventuali file note, si può procedere ad elaborare i dati, premendo sul pulsante *'GENERA file \'.memo_puma_SA_sweep.mat' e file \'.memo_puma_SA_LAMBDA_sweep.mat''* si avvia il processo di identificazione e classificazione delle acquisizioni effettuate.

Come per le altre tipologie di analisi, viene prima richiesto all'utente di selezionare le grandezze d'interesse mediante l'opportuna interfaccia utente (come quella della *Figura 7.8*); in questo caso, le grandezze strettamente necessarie per la corretta esecuzione del codice sono:

- **AVL_INDEP_TIME**
- **GIRI**: regime di rotazione medio acquisito dal banco;
- **rl_w** o **rl_consumo**: identifica il grado di riempimento del cilindro, ovvero il carico del motore;
- **lamsoni_w** o **lamsoni2_w**: identificano il segnale della sonda λ proveniente dalla rispettiva bancata;
- **zwout**: indica il valore di anticipo d'accensione rispetto al punto morto superiore.

Terminata questa fase di selezione delle grandezze d'interesse, la prima operazione svolta dal codice è quella di separare le prove contenenti anche lo sweep di titolo della miscela, dalle restanti.

Per svolgere questa operazione, facendo riferimento alla prima *Figura 9.3*, il codice analizza il valore proveniente dalla sonda λ (linea blu); in presenza di due sensori (uno relativo alla bancata di sinistra e uno per quella di destra), se ne effettua la media. Quindi, una volta arrotondato a step di 0.05, ne esamina l'andamento della derivata numerica (linea rossa).

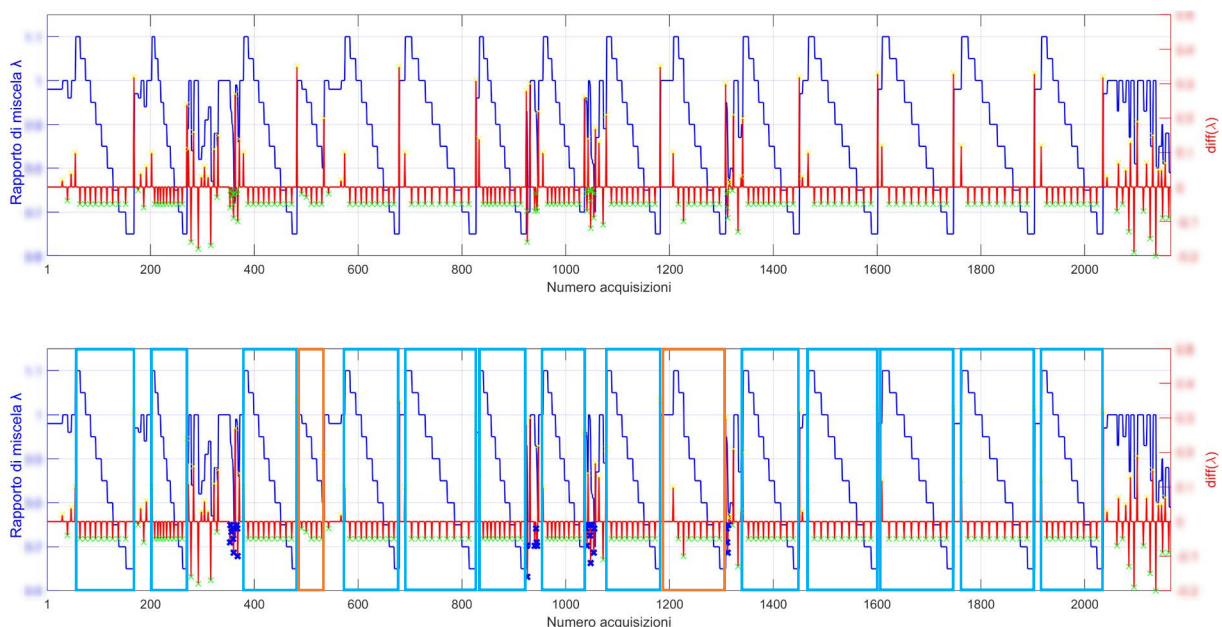


Figura 9.3 – Rappresentazione grafica della logica di individuazione e separazione delle prove contenenti anche un sweep di titolo della miscela.

Se si tratta di uno sweep di titolo, è lecito allora aspettarsi una variazione a gradino del valore della rispettiva grandezza, quindi la sua derivata sarà nulla quando questa è costante, mentre assumerà un diverso valore numerico altrove.

Analizzando appunto il segno di tale derivata, è possibile distinguere tra i valori a pendenza positiva, rappresentati dalla crocetta in giallo, e da quelli con pendenza negativa, caratterizzati da una crocetta verde. Assumendo che le acquisizioni corrispondenti ad un certo step di titolo non vengano interrotte, ma siano tutte successive, l'algoritmo prima ricerca quelle zone comprese tra due valori in cui la derivata risulta positiva, all'interno delle quali sono contenuti almeno due indici a cui corrisponde un valore negativo della derivata.

Se i valori non nulli della derivata compresi tra gli indici momentaneamente considerati, sono tutti uguali, allora le prove contenute tra quegli estremi vengono "classificate" come step di titolo (evidenziate dai rettangoli azzurri nella seconda di *Figura 9.3*) e separate dal resto delle prove.

Proseguendo con la finestra di analisi, compresa sempre tra due indici "positivi" consecutivi della derivata del segnale λ , può capitare che lo step con cui non sia stato fatto variare il titolo non sia costante. Per riconoscere questi casi (evidenziati dai rettangoli arancioni nella seconda di *Figura 9.3*) viene eseguito un secondo livello di controllo che, sempre sulla base dell'analisi della derivata del segnale di λ , stabilisce se l'intervallo preso in analisi appartiene o meno ad una tipologia di prova o ad un'altra.

Questo secondo livello di controllo, di fatto valuta il numero di elementi nulli della derivata tra i due estremi considerati; se si tratta uno sweep di λ allora è lecito aspettarsi come il loro numero sia superiore a quello dei punti in cui la derivata invece non è nulla, ovvero dove viene cambiato il valore di titolo. Le acquisizioni che non "rispettano" anche questo criterio (rappresentate dalle crocette blu nella seconda di *Figura 9.3*), vengono classificate come prove in cui varia solamente l'anticipo di accensione.

Eseguita questa prima suddivisione sulla appartenenza o meno ad una certa tipologia di prova, si procede a classificare le acquisizioni in base al regime di rotazione e al carico. I giri sono arrotondati a step di 25 rpm, mentre il carico, espresso mediante la variabile rl_w o $rl_{consumo}$, se disponibile, a step di 5 %.

Terminata questa fase preliminare di classificazione e separazione delle prove, solamente per quelle in cui è stato eseguito anche la variazione di titolo oltre che di anticipo, i dati vengono

organizzati in matrici, le cui colonne sono ordinate secondo valori decrescenti di variazione di cumulativa di anticipo, mentre le righe rappresentano valori decrescenti di titolo.

Al termine, vengono salvati due file distinti (per ragioni di praticità), contenenti rispettivamente i dati ordinati delle prove di sola variazione di anticipo e quelle che presentano anche variazioni di titolo. Successivamente, è possibile caricare e/o aggiornare le grandezze contenute al loro interno, in maniera indipendente, ovvero senza la necessità di dover caricare assieme ambo i file.

La successiva fase consiste nell'elaborazione delle grandezze indicate ricavabili dalle tracce di pressione. La metodologia operativa e i menù d'impostazione dei parametri sono i medesimi di quanto già esposto nella parte relativa al VVT; vista la numerosità dei campioni acquisiti in questo genere di prove, risulta assai utile la funzione automatica di caricamento e filtraggio delle tracce di pressione e successiva elaborazione.

9.4 – Output grafici: mappa grandezza ottimale

La prima visualizzazione grafica disponibile è quella della mappa di isograndezza ottimale; essa è valutata solamente per quelle prove in cui è stata effettuata la sola variazione di anticipo. Per avviare la relativa interfaccia utente, bisogna premere il pulsante 'Mostra mappa ottimale' evidenziato all'interno del primo rettangolo verde di *Figura 9.2*.

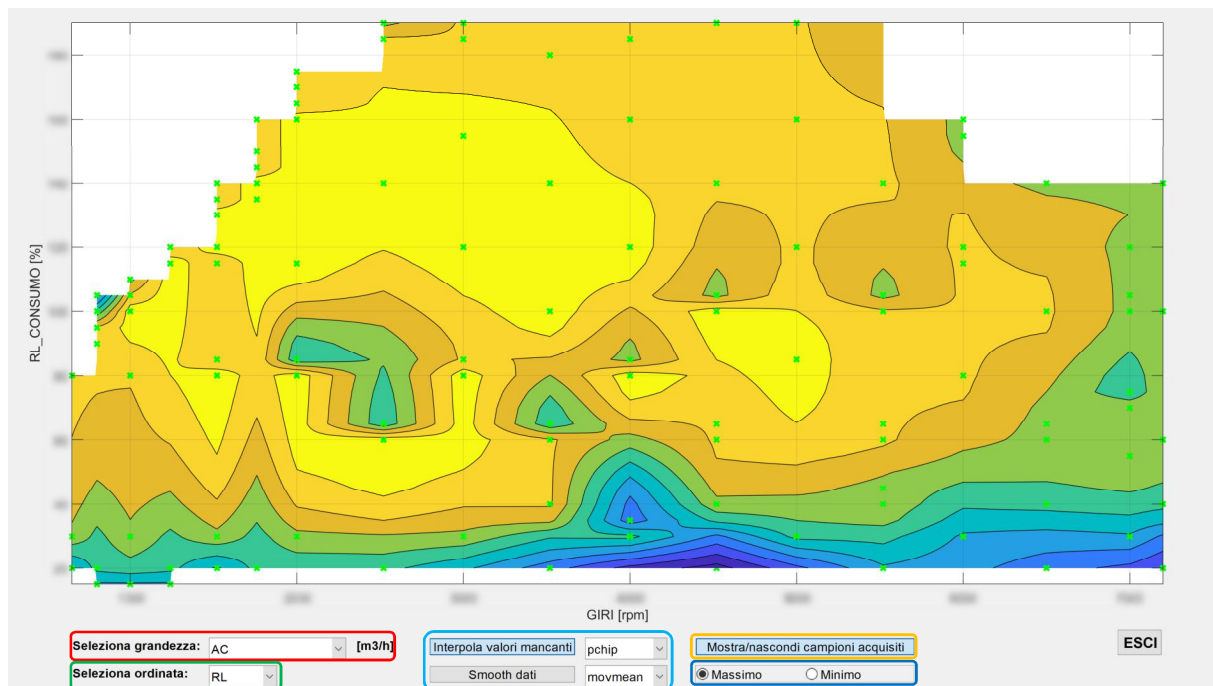


Figura 9.4 – Interfaccia utente per la visualizzazione della mappa di isograndezza ottimale, nel caso di prove di sola variazione di anticipo d'accensione.

L'interfaccia generata è quella di *Figura 9.4*, mediante l'apposito menù a tendina, evidenziato all'interno del rettangolo rosso, è possibile selezionare la grandezza motoristica d'interesse (al primo avvio viene utilizzata la prima disponibile in ordine alfabetico), tramite i bottoni di scelta evidenziati dal riquadro blu, è possibile impostare se la grandezza selezionata deve essere massimizzata oppure minimizzata.

Per quanto riguarda l'ordinata, si può scegliere tra due diverse grandezze di riferimento, selezionabili mediante il menù a tendina contenuto all'interno del rettangolo verde; in particolare è possibile scegliere tra 'RL' (*Figura 9.5*) e 'COPPIA' (*Figura 9.6*); quest'ultima infatti, sotto molti aspetti, può essere intesa come una diretta conseguenza del grado di riempimento del cilindro: maggiore è la quantità d'aria che viene intrappolata, maggiore è la massa di combustibile iniettabile per formare una carica omogenea, di conseguenza superiori saranno le prestazioni del motore in termini di coppia erogata.

Poiché i punti acquisiti durante le prove non è detto che risultino equamente ripartiti in termini di step di regime di rotazione e carico, può risultare utile sia interpolare eventuali valori mancanti, che eventualmente eseguire lo *smoothing* di questi risultati. I relativi comandi di attivazione/disattivazione di queste funzioni e rispettive opzioni di calcolo, sono poste in evidenza dal rettangolo verde di *Figura 9.4*.

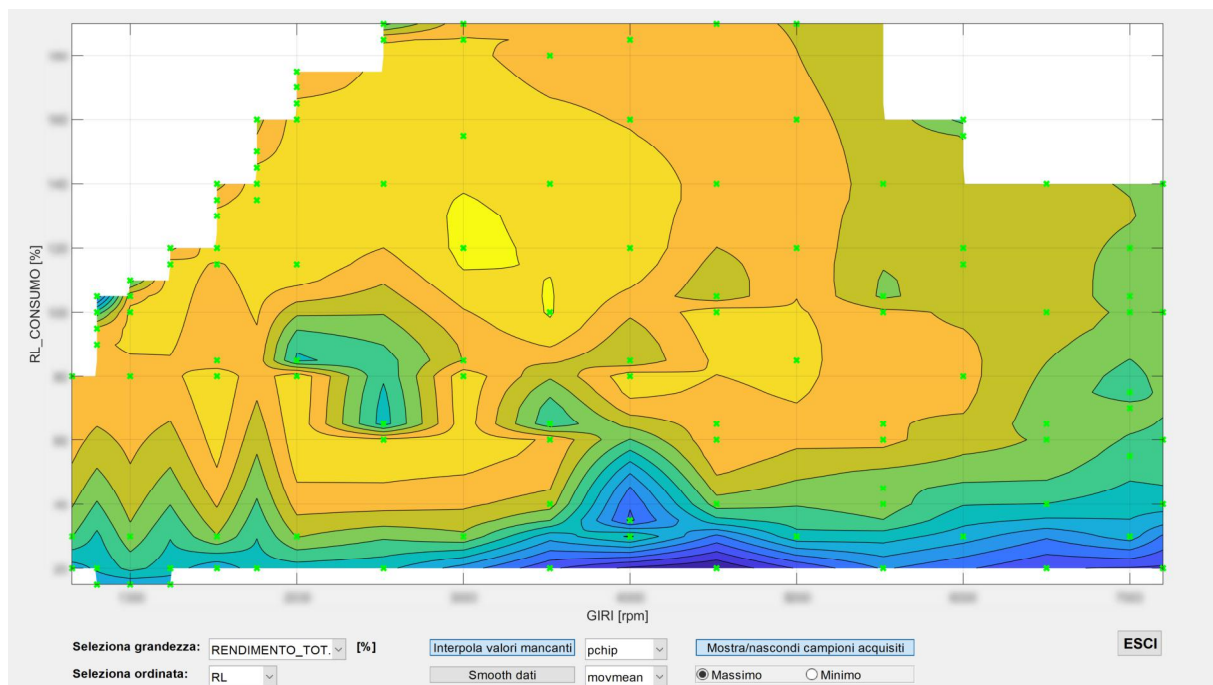


Figura 9.5 – Esempio di visualizzazione della grandezza selezionata, mostrando in ordinata il valore di RL.

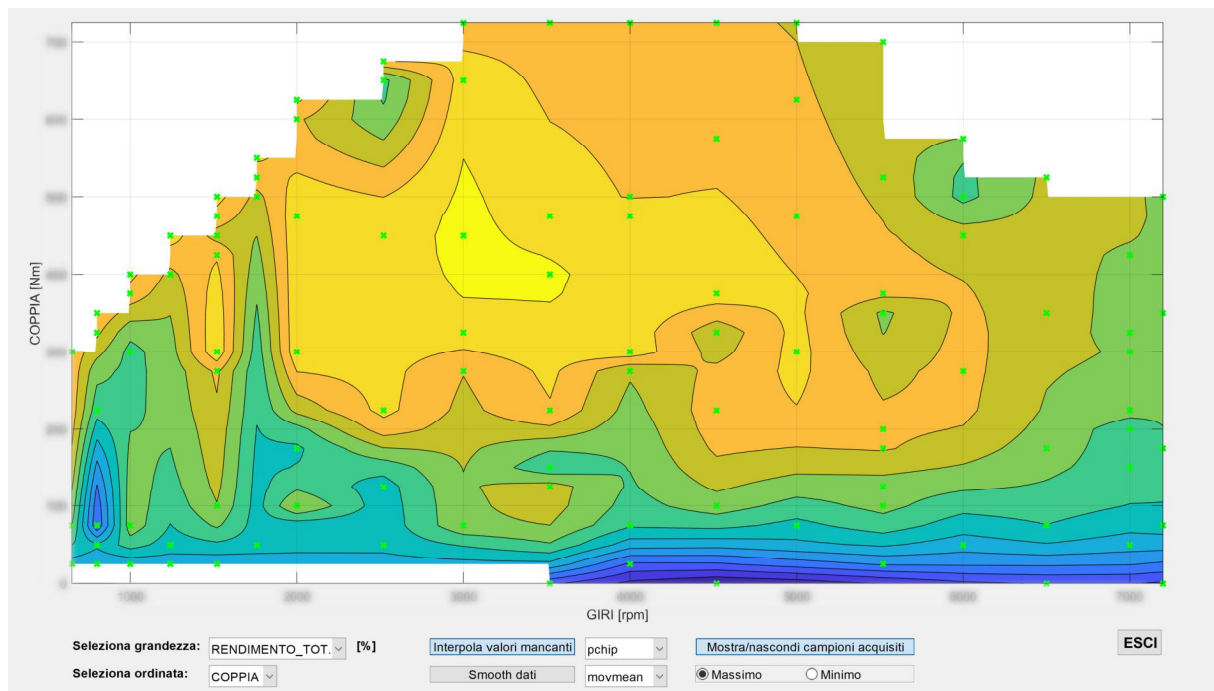


Figura 9.6 – Esempio di visualizzazione della grandezza selezionata, mostrando in ordinata il valore di coppia.

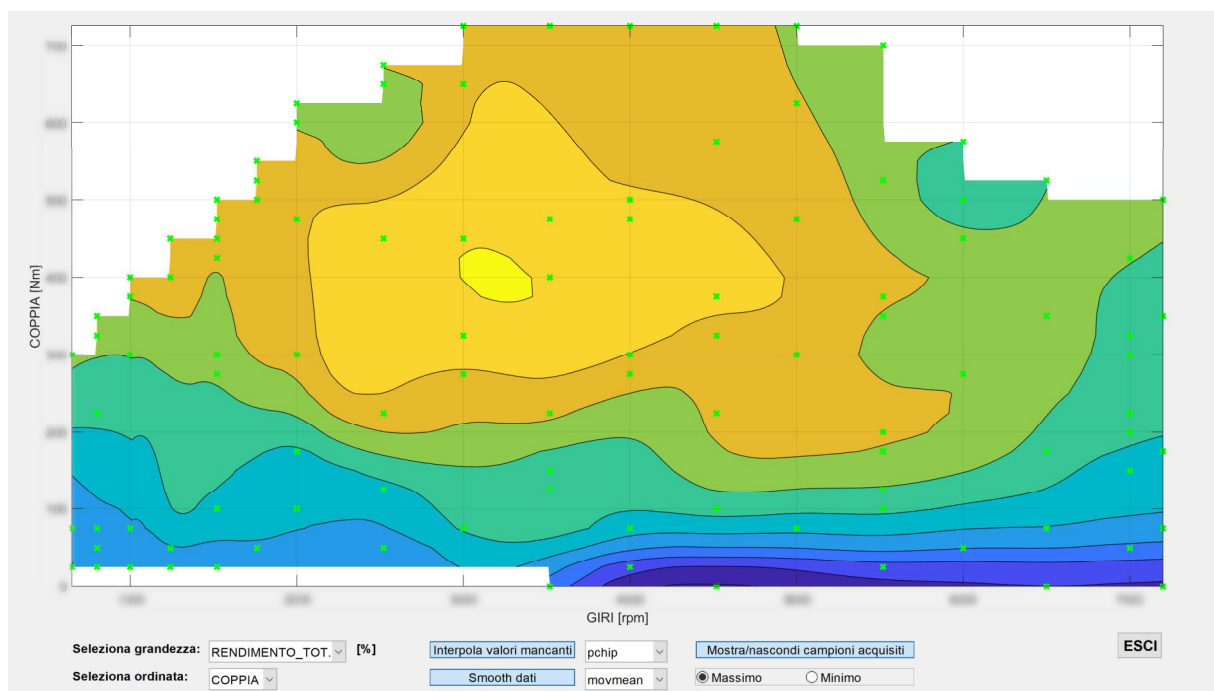


Figura 9.7 – Esempio di visualizzazione della grandezza selezionata, abilitando l'opzione di smoothing dei dati.

L'interpolazione viene effettuata prima a regime costante poi, se necessario, a carico costante; queste operazioni non vengono condotte su tutto il dominio disponibile, ma solamente tra gli estremi fisici effettivamente rilevati al banco.

Lo *smoothing* dei risultati può essere utile per ridurre l'influenza di eventuali campioni non acquisiti correttamente, la cui presenza potrebbe alterare localmente l'andamento dei grafici.

Nell'ultimo riquadro, quello di color arancione, è presente un *toggle button* che permette di visualizzare, mediante delle crocette verdi sul grafico principale, quali tra i valori mostrati appartengano effettivamente al reticolo dei punti acquisiti al banco, e quali invece ottenuti per interpolazione.

9.5 – Output grafici: mappe di isograndezza

La seconda modalità di visualizzazione grafica disponibile è quella delle mappe di isograndezza in funzione delle variazioni di anticipo e di titolo applicati; per questo motivo essa è solamente disponibile per quelle prove in cui è stata effettuata anche la variazione di titolo. Per avviare la relativa interfaccia utente, bisogna premere il pulsante 'Mostra mappe isograndezze', evidenziato all'interno del secondo rettangolo verde di *Figura 9.2*.

L'interfaccia generata è quella di *Figura 9.8*; i suoi comandi principali, tranne qualche piccola differenza, sono del tutto simili a quelli presentati nel caso dell'analisi VVT e SOI.

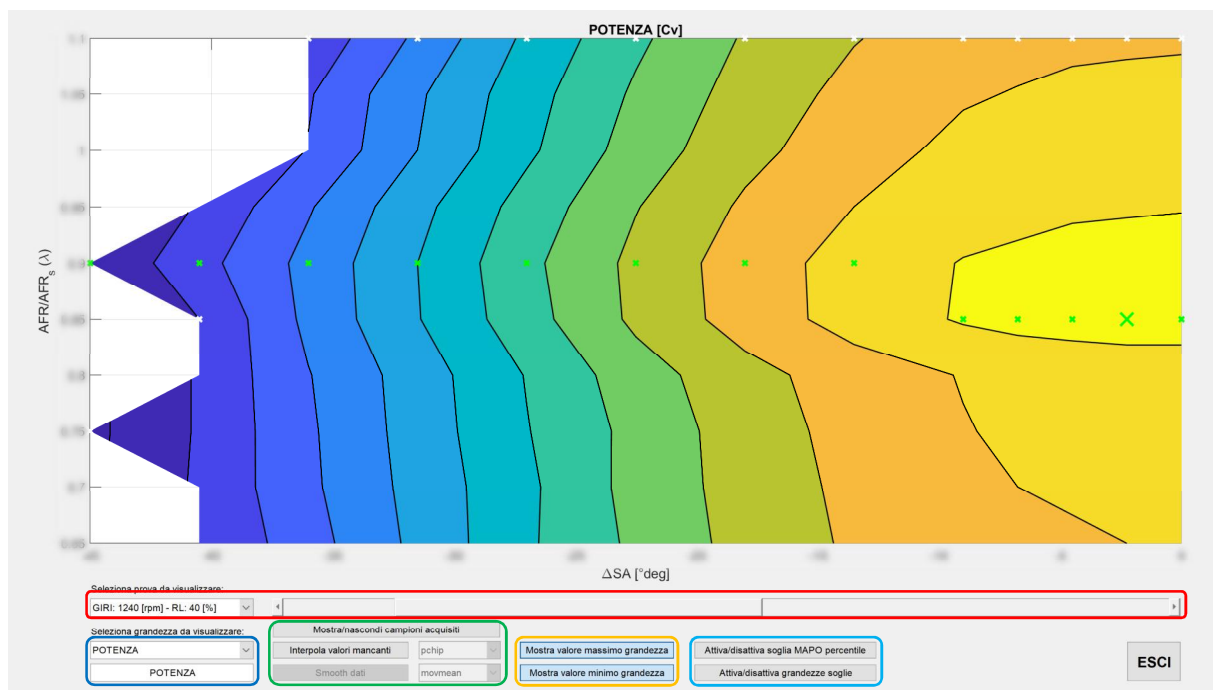


Figura 9.8 – Interfaccia utente per la visualizzazione delle mappe di isograndezza, nel caso di prove in cui viene effettuato anche lo sweep di titolo.

Nel riquadro rosso sono contenuti i comandi di selezione della prova desiderata, in quello blu vi sono posti quelli relativi alla scelta della grandezza d'interesse, mentre in quello verde sono evidenziati quelli relativi alla modalità di visualizzazione dei dati; è infatti possibile interpolare i valori mancanti ed eventualmente effettuare anche uno *smoothing*, è possibile anche mostrare i campioni acquisiti originali, in maniera da poterli confrontare con quelli interpolati.

Nel rettangolo arancione sono evidenziati i comandi relativi alla visione dei valori massimi e/o minimi dei dati mostrati, mentre in quello azzurro è possibile impostare eventuali grandezze soglia, per evidenziare particolari aree del grafico.

9.6 – Output grafici: curve a ombrello

Le interfacce relative all’analisi delle curve a ombrello possono essere aperte premendo sul rispettivo pulsante ‘Mostra curve ombrello’, presente nel primo riquadro verde di *Figura 9.2* se si vogliono visualizzare quelle relative alle prove in cui è stato eseguito il solo sweep di anticipo d’accensione (*Figura 9.9*). Invece l’omonimo comando del secondo riquadro verde di *Figura 9.2* se si vuole accedere all’interfaccia utente per l’analisi delle curve a ombrello relativa alle prove in cui è stato eseguito anche lo sweep di titolo (*Figura 9.10*).

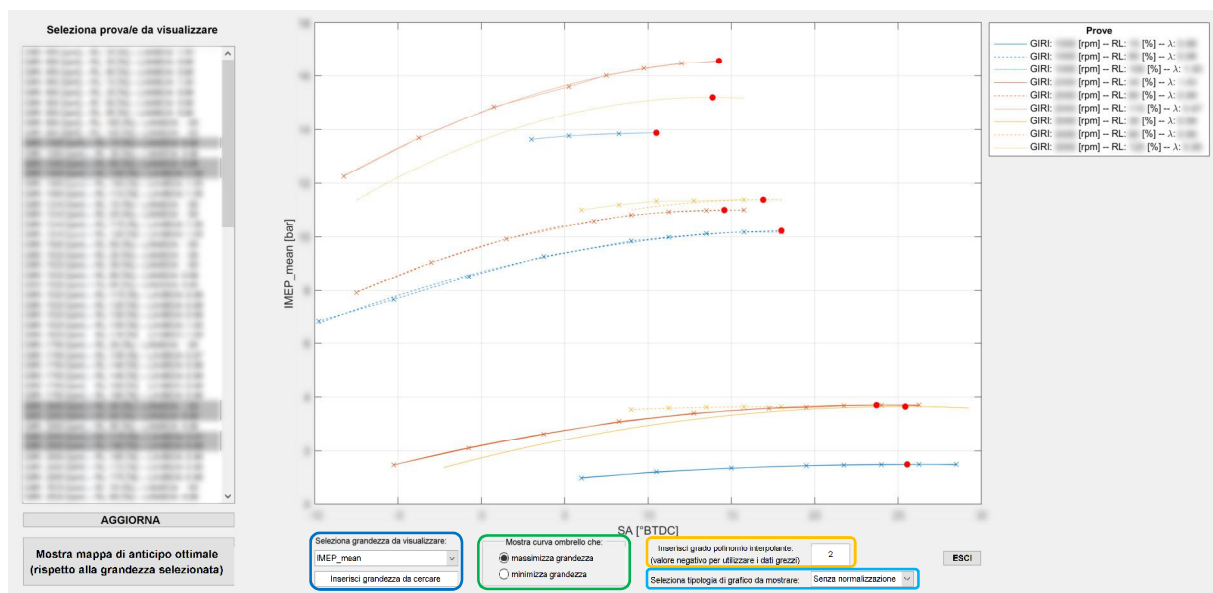


Figura 9.9 – Interfaccia utente per la visualizzazione delle curve a ombrello, nel caso di prove in cui viene effettuato il solo sweep di anticipo di accensione.

I comandi principali di queste due interfacce sono i medesimi di quanto già visto per l’analisi VVT e SOI: tramite l’apposito menù a tendina e la casella di testo editabile è possibile scegliere quale grandezza visualizzare (evidenziati dai rettangoli blu).

Per mezzo dei due *radio button* è possibile scegliere se impostare una curva a ombrello tale che massimizzi o minimizzi la grandezza selezionata (evidenziati dai rettangoli verdi), è possibile impostare il grado dell’eventuale polinomio interpolante (riquadro arancione) ed infine, sono presenti le canoniche tre modalità di visualizzazione (evidenziate dai rettangoli azzurri): quella “normale”, in cui i valori delle grandezze sono riferiti in maniera assoluta rispetto all’angolo d’accensione, quella di “prima” normalizzazione, ovvero i dati vengono tutti riferiti rispetto al

loro valore ottimale di anticipo, mentre quella di “seconda” normalizzazione permette di mostrare i dati normalizzati anche rispetto al loro valore massimo o minimo.

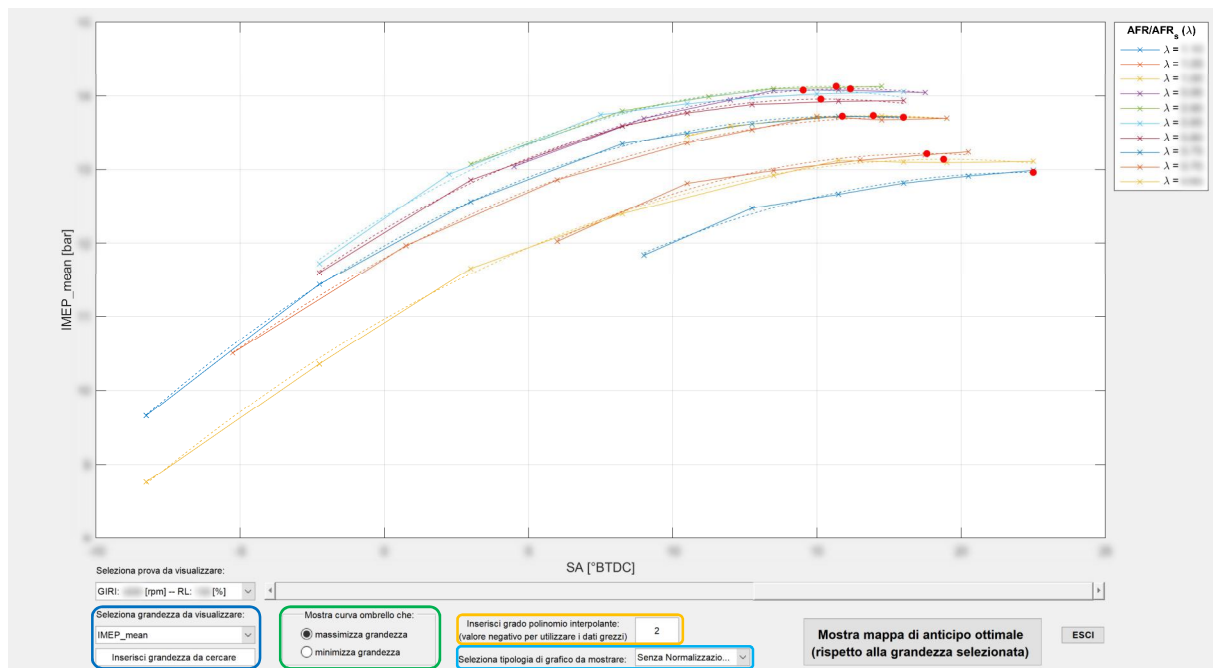


Figura 9.10 – Interfaccia utente per la visualizzazione delle curve a ombrello, nel caso di prove in cui viene effettuato anche lo sweep di titolo.

L’unica vera differenza tra le due interfacce, oltre al contenuto che viene visualizzato, risiede nella metodologia di selezione delle prove. Nel primo caso, ovvero quando ci si riferisce alle prove di solo anticipo d’accensione, queste possono essere selezionate dalla casella di riepilogo posta nella parte sinistra dell’interfaccia.

È possibile selezionare una o più prove, sia appartenenti a regimi che a carichi differenti. Nella legenda in alto a destra i colori rappresentano le acquisizioni appartenenti allo stesso gruppo di regime di rotazione, il tipo di tratteggio identifica invece il valore di carico per ogni step di giri.

La possibilità di poter sovrapporre tra di loro più curve a ombrello della stessa grandezza ma riferite a condizioni di funzionamento differenti, come mostrato in *Figura 9.11*, se normalizzate rispetto alla grandezza ottimale di anticipo e al loro valore massimo/minimo, mette in luce come ad influenzare veramente le prestazioni di un motore (o come in questo caso il loro scadimento), non sia tanto la diminuzione del regime di rotazione, che comunque presenta un’influenza negativa anche se minore, quanto il valore del carico applicato.

A quasi parità di carico, ma per regimi di rotazione differenti, lo scadimento della grandezza mostrata presenta delle variazioni decisamente più importanti al mutare del carico, piuttosto che dal cambiamento della velocità di rotazione del motore.

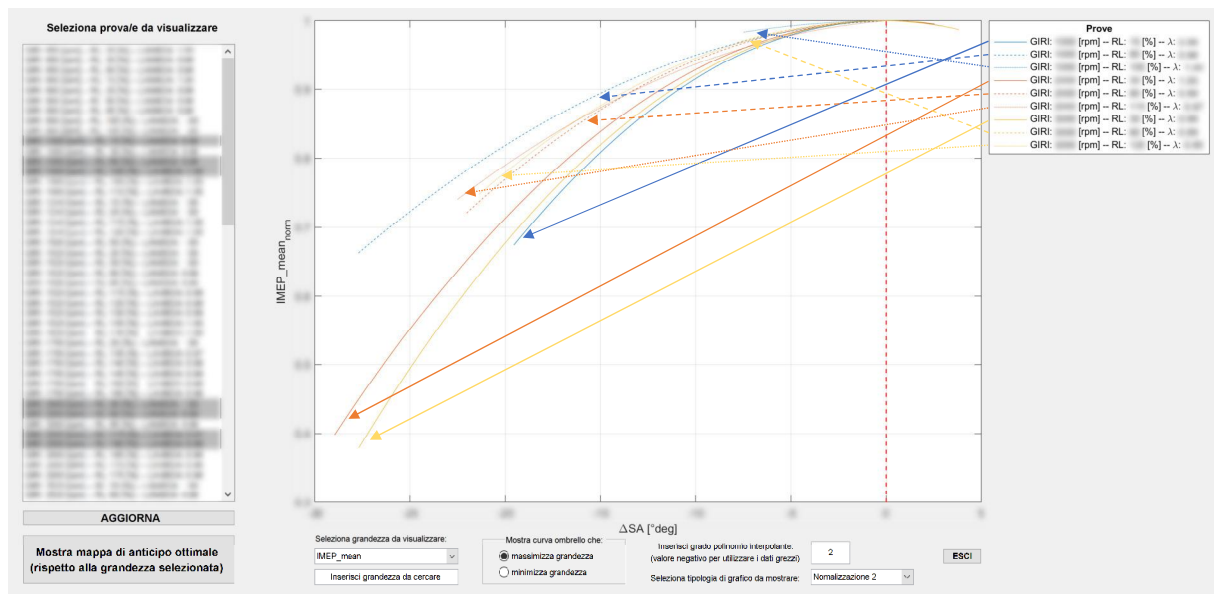


Figura 9.11 – Confronto tra curve a ombrello appartenenti a diversi punti di funzionamento del motore e normalizzate sia rispetto al valore di anticipo che al loro valore ottimale.

Nel caso in cui venisse fatto variare anche il valore del titolo, la selezione della prova può avvenire mediante l'apposito menù a tendina o *slide bar*; in questo caso le curve mostrate sono parametrizzate secondo i diversi valori di titolo presenti (Figura 9.10).

Ultima funzione di queste interfacce grafiche, è la possibilità di visualizzare la mappa di anticipo ottimale in funzione del regime di rotazione e del carico applicato, riferita alla grandezza selezionata e secondo i parametri d'interpolazione scelti.

Per visualizzarla bisogna premere il rispettivo pulsante in ciascuna interfaccia. La finestra che si genera (Figura 9.12 e Figura 9.13) presenta un piccolo pannello contenente i comandi per la parametrizzazione dei metodi d'interpolazione e *smoothing* dei dati utilizzabili.

Nel caso delle prove in cui viene fatto variare anche il valore titolo è presente un ulteriore menù a tendina per la selezione del valore di rapporto di miscela a cui riferirsi; in entrambe le finestre è possibile visualizzare, mostrati con dei pallini di color magenta, i dati "originali" ottenuti dai valori ottimali delle curve a ombrello, in modo da poterli confrontare con la mappa d'anticipo ottenuta. Infine, è possibile salvare tale mappa in un file testo, per poter essere eventualmente esportata all'interno della centralina motore.

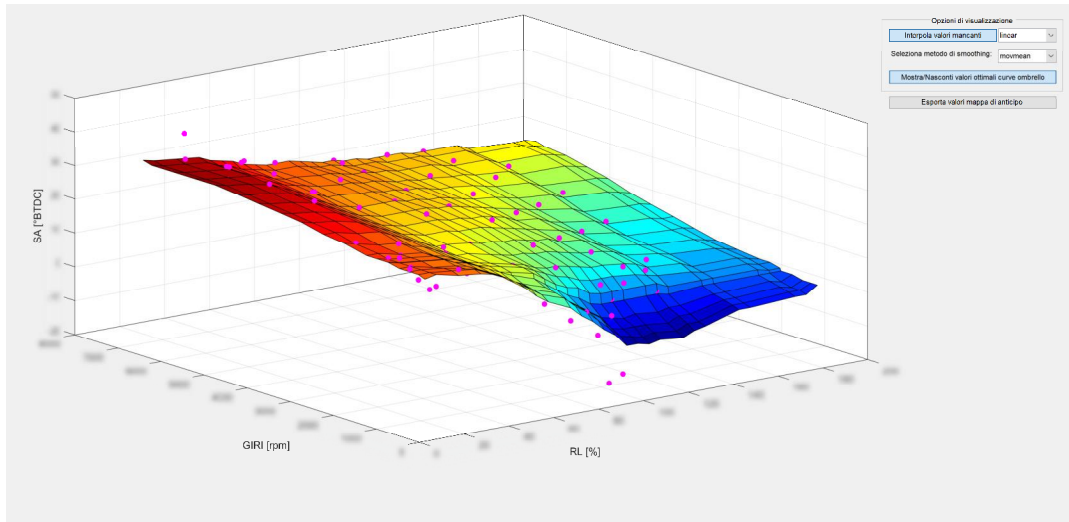


Figura 9.12 – Mappa di anticipo ottimale per prove di solo sweep SA.

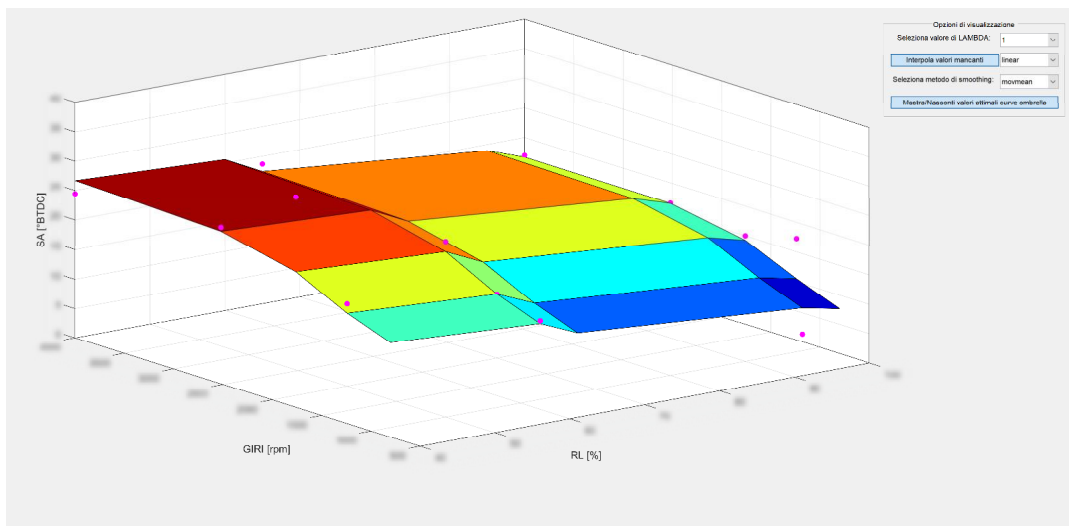


Figura 9.13 – Mappa anticipo ottimale per prove in cui viene effettuato sia lo sweep di anticipo d'accensione che di titolo.

9.7 – Output grafici: *IMEP vs CAxMFB*

A lungo nei precedenti capitoli si è parlato di come la pressione media indicata e gli angoli di combustione, siano grandezze fondamentali nella valutazione delle prestazioni di un motore a combustione interna ad accensione comandata.

Esse sono strettamente connesse tra di loro e, naturalmente, fortemente influenzate dall'anticipo di accensione. Per questo motivo è presente la possibilità di visualizzare l'andamento di queste due così importanti grandezze indicate al variare dell'angolo di avvio della combustione e, se presente, del titolo della miscela.

Le corrispondenti finestre grafiche possono essere aperte premendo sui pulsanti '*Mostra IMEP vs CAxMFB*', posti nei rispettivi menù evidenziati dai rettangoli verdi nell'interfaccia principale

di *Figura 9.2*. Per poter funzionare correttamente, è necessario che siano state precedentemente valutate le rispettive grandezze indicate d'interesse; nel caso non lo fossero, viene richiesto all'utente di selezionare prima la prova d'interesse, quindi vengono calcolate solamente per essa.

È chiaro quindi che, se lo scopo dell'analisi è confrontare diversi punti motore, conviene analizzare precedentemente tutte le grandezze indicate, altrimenti, se ci si vuole concentrare su pochi punti, è più conveniente elaborare le grandezze di volta in volta.

Le interfacce generate sono quelle di *Figura 9.14* e *Figura 9.15*, esse differiscono essenzialmente per un comando atto alla selezione del valore del titolo (evidenziato dal rettangolo viola), in quelle prove che presentano anche la variazione di tale parametro.

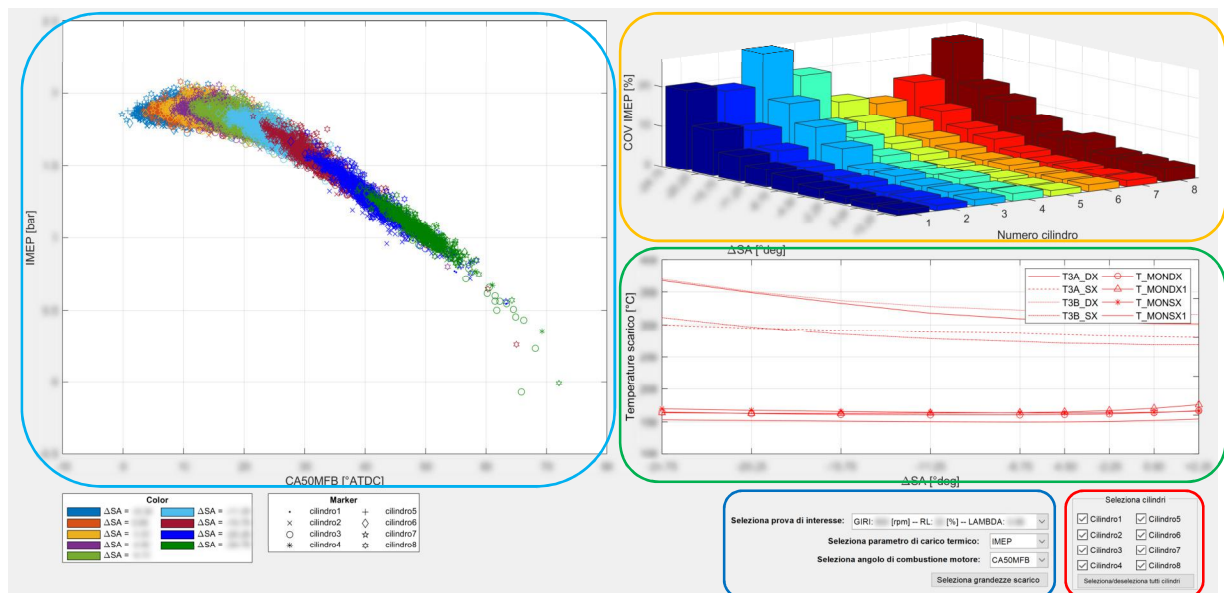


Figura 9.14 – Interfaccia utente analisi IMEP vs CAxMFB nel caso di prove di sola variazione di anticipo d'accensione.

Evidenziati in rosso, sono i menù di selezione dei cilindri di cui voler mostrare i dati, all'interno dei rettangoli di colore blu vi sono posti i comandi per la selezione dei parametri di visualizzazione.

Il primo di questi, è il menù di selezione della prova d'interesse (nel caso siano disponibili le acquisizioni di più prove), il secondo permette di scegliere quale tra le diverse pressioni medie indicate mostrare, ovvero quella netta, quella lorda e quella di pompaggio; il terzo menù consente di scegliere rispetto a quale angolo di combustione rappresentare i valori di pressione media indicata. All'avvio, di default, viene mostrata la IMEP in funzione del CA50MFB, questo perché, tra le varie combinazioni possibili, è quella che solitamente risulta maggiormente utilizzata.

L'ultimo pulsante presente in questo gruppo di comandi, permette di selezionare quali grandezze relative alla linea di scarico mostrare al variare dell'anticipo di accensione; premendolo si apre una finestra di selezione che, fra tutte quelle disponibili, filtra per la selezione solamente quelle che presentano come unità di misura i gradi centigradi.

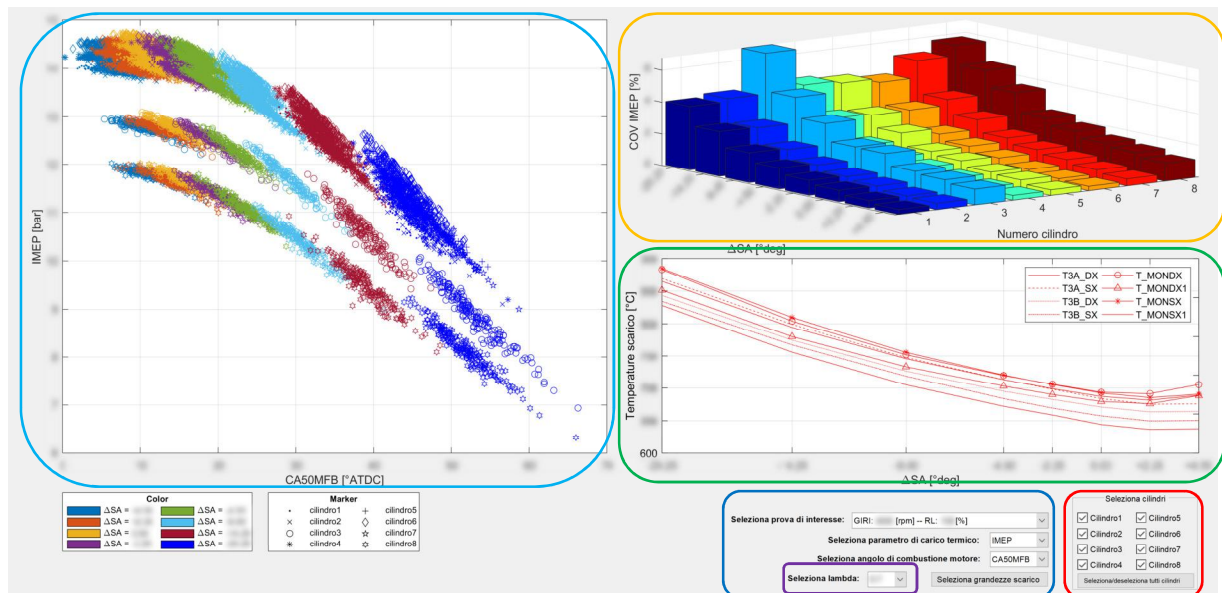


Figura 9.15 – Interfaccia utente analisi IMEP vs CAxMFB nel caso di prove in cui avviene sia una variazione di anticipo d'accensione che una di titolo.

Nelle finestre utente mostrate, contemporaneamente sono presenti tre tipologie di grafici; nella prima, quella evidenziata dal rettangolo azzurro viene esibita la pressione media indicata selezionata, in funzione dell'angolo di combustione scelto. Essa può essere utile per mettere in evidenza se alcuni dei cilindri selezionati, presentano un comportamento differente rispetto ai restanti (come mostrato in Figura 9.15). I diversi colori delle nuvole di punti sono caratteristici per ogni variazione di anticipo fatta rispetto al valore ottimale (con riferimento alla grandezza media complessiva), mentre i singoli marker sono caratteristici dei cilindri selezionati.

Nella seconda finestra, evidenziata dal rettangolo di colore arancio, è presente l'andamento del coefficiente di variazione della pressione media indicata al cambiare della variazione anticipo effettuata. Com'è naturale che sia, a variazioni maggiori di anticipo rispetto al valore ottimale, corrisponde un aumento, anche significativo, dell'instabilità di combustione.

Infine, nella terza finestra, evidenziata dal rettangolo verde, è rappresentato l'andamento delle temperature registrate lungo la linea di scarico (ingresso turbina e catalizzatore in particolare). Al variare dell'anticipo attuato; anche in questo caso, spostando progressivamente la combustione verso la fase terminale dell'espansione, ovvero verso l'inizio di quella di scarico, è naturale aspettarsi dei valori delle temperature progressivamente in aumento.

Conclusioni e sviluppi futuri

Il presente lavoro di tesi ha portato allo sviluppo dei codici e degli algoritmi necessari per l'analisi dei dati che avevo a disposizione; confrontando i risultati ottenibili con il presente tool con quelli ricavabili da sistemi commerciali quali *AVL IndiCom* e *AVL CONCERTO*, si osserva come questi siano ben correlati, facendo quindi intendere come l'elaborazione dei dati sia effettuata correttamente.

Il vantaggio nell'utilizzo di questo tool, è quello di disporre di un unico ambiente grafico di tutti i comandi atti ad analizzare e confrontare i dati delle diverse acquisizioni fatte; inoltre, a differenza di alcune logiche tipiche dei sistemi commerciali in cui alcune funzioni operano come delle *black-box*, nel presente codice non solo esse sono tutte note, ma essendo state scritte sfruttando un linguaggio di programmazione semplice, e allo stesso tempo "potente", come quello offerto da MATLAB, all'occorrenza possono essere facilmente modificate e/o integrate con nuove funzionalità

Il codice presenta i requisiti fondamentali di essere sufficientemente efficiente, con tempi di elaborazione dei risultati del tutto confrontabili con quelli tipici di esecuzione delle prove analizzate, e abbastanza *user-friendly*, nonostante presenti un numero elevato d'interfacce grafiche che comprendono tutti i comandi necessari alla navigazione e all'analisi dei risultati, senza la necessità da parte dell'utente di intervenire scrivendo manualmente parti di codice.

Inoltre, comprendendo numerose metodologie di visualizzazione e personalizzazione dei risultati, i grafici mostrati ben si prestano ad essere esportati ed inseriti all'interno di eventuali presentazioni e/o report per esporre le attività svolte.

È chiaro come trattandosi di un progetto nato da zero, possibili migliorie ed implementazioni future possono essere davvero molteplici: qualora si disponesse di dati relativi agli sweep di SOI e VVT anche ai carichi parziali, sarebbe senz'altro utile effettuare un'analisi simile a quanto è stato fatto per le variazioni dell'anticipo di accensione, con la possibilità di generare mappe del punto d'iniezione e fasatura delle valvole ottimali per tutto il campo di utilizzo del motore e non solo per quello a pieno carico.

Altro aspetto senz'altro migliorabile è la gestione del caricamento e salvataggio dei risultati: questa infatti inizialmente era nata per trattare una mole di dati relativamente modesta (circa un centinaio di acquisizioni), le quali presentavano tempi di calcolo paragonabili a quelli di caricamento dei file contenenti tutte le grandezze elaborate. Per questo motivo è stato scelto di salvare solamente i dati “grezzi” e quelli filtrati, valutando quindi di volta in volta le grandezze indicate.

Questa logica di funzionamento iniziale ha però trovato qualche limitazione nella parte conclusiva dello sviluppo del codice, in cui la mole dei risultati da elaborare superava di oltre un ordine di grandezza quella originaria.

Per questo motivo si potrebbe pensare di poter riscrivere integralmente questa parte del codice, sfruttando una logica di caricamento e salvataggio “parziale” dei risultati, adattandovi di conseguenza il resto del codice.

Infine, trattandosi di un codice finalizzato all'analisi *offline* dei risultati, potrebbe essere utile ed interessante implementare alcuni modelli di calcolo più elaborati rispetto a quelli utilizzati; si pensi ad esempio a quello relativo al calcolo del rilascio dell'energia, si tratta infatti di un modello zero-dimensionale tipicamente presente nei sistemi di analisi in *real time* (essenzialmente per ragioni di rapidità computazionale).

In un sistema di *post processing* dei risultati come quello sviluppato, in cui comunque sono importati i tempi di calcolo, ma meno stringenti rispetto ad altri ambienti, si potrebbe ad esempio implementare un modello a due zone della combustione: utile sia per ottenere valori elaborati più precisi, sia per confrontare i risultati con quelli conseguibili col metodo “tradizionale”.

Appendice – Modello zero dimensionale di un motore a combustione interna ad accensione comandata.

L'applicazione dei principi della conservazione della portata in massa e dell'energia descritti nel *capitolo 1*, possono portare alla definizione di un semplice modello di un motore a combustione interna ad accensione comandata.

La descrizione matematica più semplice di un sistema di questo genere, è detto modello zero dimensionale, perché l'unica variabile indipendente che viene considerata risulta essere l'angolo di manovella; di conseguenza si assume che nei diversi volumi considerati, le grandezze termodinamiche principali rimangano costanti su tutta la sezione.

L'architettura di volumi più semplice che è possibile individuare è quella costituita dai condotti d'aspirazione e di scarico e dal numero di cilindri presenti; per ognuno di essi viene quindi definito un sistema di equazioni differenziali che, mediante la loro risoluzione, sono in grado di mostrare l'evoluzione nel tempo di grandezze termodinamiche d'interesse, quali la pressione, la temperatura e la portata massica all'interno di ciascun volume. Altra ipotesi semplificativa che viene fatta, anche se abbastanza realistica, è che l'ambiente esterno sia immutabile, ovvero in grado di fornire una quantità pressoché infinita di aria in aspirazione a condizioni (in termini di temperatura, pressione e umidità) costanti.

La presenza di organi mobili, quali la valvola a farfalla o quelle di aspirazione e di scarico, possono essere modellate semplicemente come delle aree di passaggio a sezione variabile; mentre l'eventuale presenza di filtri (sia in aspirazione che allo scarico) come delle perdite di carico costanti.

A1 – Equazioni di bilancio

Si considerino a tal proposito i volumi del modello interconnessi tra di loro tramite delle sezioni di passaggio (*Figura A1*); l'obiettivo delle equazioni di bilancio è quello di descrivere, per ciascuno di essi, la massa presente, il valore della pressione e della temperatura ad ogni istante temporale. In particolare si assume che, i flussi entranti all'interno dei volumi di controllo siano positivi, mentre negativi se uscenti.

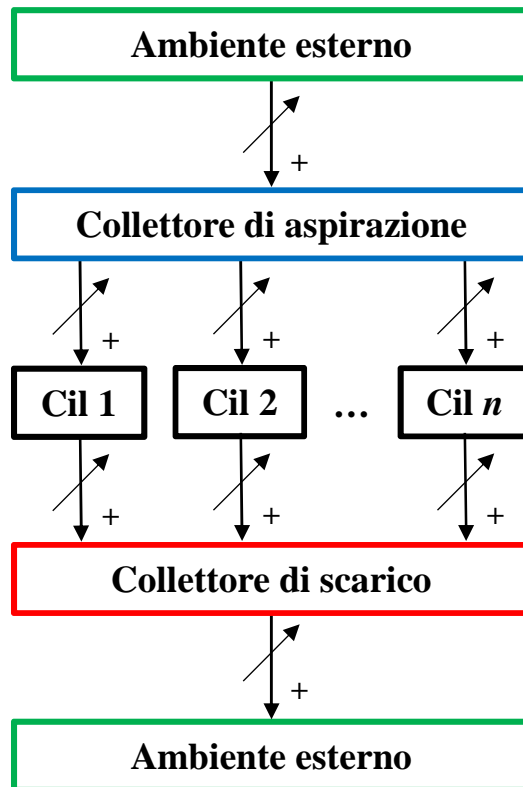


Figura A1 – Schema dei volumi di controllo di un modello zero dimensionale di un motore a combustione interna.

A1.1 – Equazione di bilancio della massa

Se il sistema preso in esame fosse chiuso, ovvero non ci fossero scambi di materia, né in ingresso né in uscita, con l'esterno, allora al suo interno la massa risulterebbe costante, pertanto:

$$\frac{dM}{dt} = 0 \quad (A1.1)$$

Se invece il sistema risulta aperto, allora avviene scambio di massa con l'ambiente esterno ed in particolare la sua variazione nel tempo è pari alla differenza tra la portata in massa entrante e quella uscente:

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_{IN} - \dot{m}_{OUT} \quad (A1.2)$$

Operando con un fluido comprimibile, non è detto che la massa entrante sia uguale a quella uscente; solamente in regime stazionario è possibile, con buona approssimazione, assumerle uguali.

Per determinare l'equazione di bilancio della massa, si ipotizzi di applicare il principio di conservazione della massa, ad un sistema chiuso che evolve all'interno di uno aperto (ovvero

come se il sistema chiuso evolvesse nel tempo) costituito da un cilindro, da un pistone, da un collettore di aspirazione e da uno di scarico (*Figura A2*).

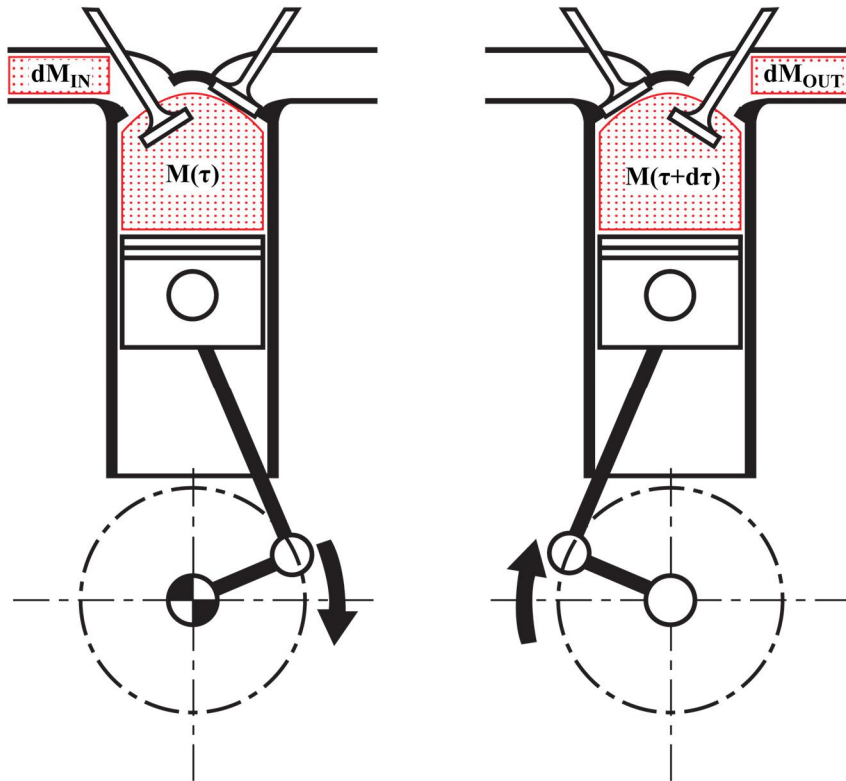


Figura A2 – Schema del modello zero-dimensionale di un motore a combustione interna, riferito al singolo cilindro.

Riferendosi ad un generico istante di tempo τ e a un singolo cilindro, il volume di controllo considerato è costituito dal volume del cilindro (contenente una massa pari a $M(\tau)$) e da un volume, nel condotto di aspirazione, che inglobi la quantità infinitesima di massa che entrerà nel cilindro tra il tempo τ e $\tau + d\tau$ (contenente una massa pari a dM_{IN}). All'istante di tempo $\tau + d\tau$ si isola invece un volume che contenga ancora il volume del cilindro (contenente ora una massa pari a $M(\tau + d\tau)$) e in aggiunta un volume nel condotto di scarico che comprenda la quantità infinitesima di massa uscita nel tempo $d\tau$ (pari a dM_{OUT}):

$$M_{tot} = M(\tau) + dM_{IN} = M(\tau + d\tau) + dM_{OUT} = cost. \quad (A1.3)$$

Se le valvole di aspirazione e/o di scarico risultano chiuse, allora la massa contenuta nei rispettivi volumi di controllo varrà:

$$dM_{IN} = dM_{OUT} = 0 \quad (A1.4)$$

Siccome la massa si conserva, allora:

$$M(\tau + d\tau) - M(\tau) = dM_{IN} - dM_{OUT} \rightarrow \frac{M(\tau + d\tau) - M(\tau)}{d\tau} = \frac{dM_{IN}}{d\tau} - \frac{dM_{OUT}}{d\tau} \quad (A1.5)$$

Il primo termine della (A1.5) rappresenta la definizione di derivata, pertanto essa diventa:

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_{IN} - \dot{m}_{OUT} \quad (A1.6)$$

Integrando tale relazione è possibile ottenere la massa presente nel volume di controllo ad ogni istante di tempo:

$$\int_0^\tau dM = \int_0^\tau (\dot{m}_{IN} - \dot{m}_{OUT}) dt \rightarrow M(\tau) = M(0) + \int_0^\tau (\dot{m}_{IN} - \dot{m}_{OUT}) dt \quad (A1.7)$$

Il primo termine della (A1.7) rappresenta la massa presente all'inizio nel volume di controllo, mentre il secondo termine rappresenta la quantità di massa che viene scambiata con l'ambiente esterno nel periodo di tempo considerato.

A1.2 – Determinazione della funzione di portata massica

La direzione di un flusso fluido, all'interno di un condotto qualsiasi (*Figura A3*), dipende essenzialmente dal rapporto tra le pressioni di monte e quella di valle della sezione di controllo considerata; assimilando il fluido ad un gas perfetto e ipotizzando che le condizioni operative siano isoentropiche, allora è possibile applicare l'equazione del moto dei fluidi in forma meccanica ad un generico filetto di fluido:

$$c \cdot dc + g \cdot dz + v \cdot dp + dL + dR = 0 \quad (A1.8)$$

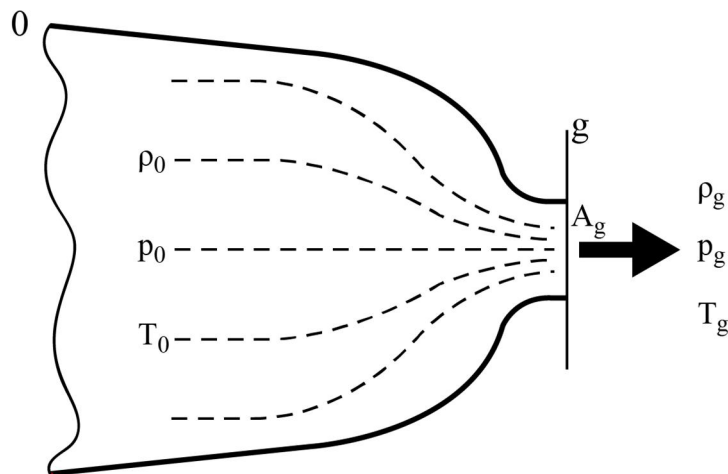


Figura A3 – Generica sezione di un condotto ad asse orizzontale attraversato da un fluido.

Per ipotesi di isoentropicità il termine dR delle perdite energetiche è nullo, poiché il fluido non effettua lavoro su pareti mobili anche il termine dL risulta nullo, mentre il termine geodetico gdz è trascurabile in quanto la variazione altimetrica in questa tipologia di sistemi è generalmente irrilevante.

Integrando quindi la (A1.8) tra una generica sezione O , presa distante da quella di gola g (in maniera tale che la sua velocità in quella zona sia talmente bassa da considerarla trascurabile) e quella verso cui fluisce il fluido, allora risulta:

$$\int_0^g c \, dc + \int_0^g v \, dp = 0 \quad (\text{A1.9})$$

Ricordando come per un fluido ideale sia valido che $k=c_p/c_v$ e $pv^k=const.$ allora per un generico filetto di fluido è possibile scrivere:

$$p \cdot v^k = p_0 \cdot v_0^k \rightarrow v = v_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (\text{A1.10})$$

Sostituendo quindi la (A1.10) nella (A1.9) si ottiene:

$$\begin{aligned} \int_0^g c \, dc + \int_0^g v_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{k}} dp &= 0 \rightarrow \frac{c_g^2 - \overbrace{v_0^2}^{c_0 \ll c_g}}{2} + v_0 \cdot p_0^{\frac{1}{k}} \cdot \left[\frac{1}{1-1/k} \cdot p^{1-1/k} \right]_0^g = 0 \\ &\downarrow \\ \frac{c_g^2}{2} + \frac{k}{k-1} \cdot v_0 \cdot p_0^{\frac{1}{k}} \cdot \left(p_g^{\frac{k-1}{k}} - p_0^{\frac{k-1}{k}} \right) &= 0 \rightarrow \frac{c_g^2}{2} = \frac{k}{k-1} \cdot v_0 \cdot p_0^{\frac{1}{k}} \cdot \left(p_0^{\frac{k-1}{k}} - p_g^{\frac{k-1}{k}} \right) \\ &\Downarrow \\ \frac{c_g^2}{2} = \frac{k}{k-1} \cdot v_0 \cdot p_0^{\frac{1}{k}} \cdot p_0^{\frac{k-1}{k}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_g}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] &\rightarrow \frac{c_g^2}{2} = \frac{k}{k-1} \cdot v_0 \cdot p_0 \cdot \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (\text{A1.11}) \end{aligned}$$

La velocità con la quale il fluido attraversa la sezione di gola, allora dipende unicamente dal suo stato fisico e dal rapporto delle pressioni β tra valle e monte della sezione considerata.

Avendo assunto il fluido come un gas ideale, allora vale la relazione di stato (1.36), sostituendola quindi nella (A1.11) si può allora scrivere:

$$\frac{c_g^2}{2} = \frac{k}{k-1} \cdot \underbrace{R \cdot T_0}_{v_0 \cdot p_0} \cdot \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right) \rightarrow c_g = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (\text{A1.12})$$

Per ipotesi di isoentropicità è anche valida la (1.56) che, se applicata alle due sezioni considerate, permette di scrivere:

$$p_0 \cdot \underbrace{v_0^k}_{\frac{1}{\rho_0}} = p_g \cdot \underbrace{v_g^k}_{\frac{1}{\rho_g}} \rightarrow \frac{p_0}{\rho_0^k} = \frac{p_g}{\rho_g^k} \rightarrow \rho_g = \rho_0 \cdot \left(\frac{p_g}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (\text{A1.13})$$

L'espressione della portata in massa attraverso un condotto può essere quindi definita come il prodotto tra la densità del fluido, la sua velocità e l'area della sezione di passaggio; se si considera quella di gola, allora essa diviene:

$$\begin{aligned} \dot{m}_g &= \rho_g \cdot A_g \cdot c_g = \rho_0 \cdot \underbrace{\left(\frac{p_g}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}}}_{\beta} \cdot A_g \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)} = A_g \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k-1}{k} + \frac{2}{k}} \right)} \\ &\Downarrow \\ \dot{m}_g &= A_g \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (\text{A1.14}) \end{aligned}$$

Per tenere conto di eventuali non isoentropicità, perdite di carico, ecc., si può pensare di definire un coefficiente correttivo $\varepsilon(\alpha, \theta) < 1$, determinato sperimentalmente, che tenga conto di questi fattori. Quando la portata in massa è riferita al passaggio sulla sola valvola a farfalla, allora tale coefficiente è funzione della sua posizione d'apertura α , altrimenti, se riferita al passaggio tramite una valvola d'aspirazione e/o di scarico, è funzione della posizione angolare θ del manovellismo di spinta.

Tale coefficiente può essere costituito da una parte costante dipendente dalla pressione, ed una variabile funzione dell'apertura dell'area di passaggio. La sezione effettiva di passaggio pertanto può essere espressa come:

$$A_{eff} = A_g \cdot \varepsilon(\alpha, \theta) \quad (\text{A1.15})$$

Sostituendo quindi la (A1.15) nella (A1.14), essa diventa:

$$\begin{aligned} \dot{m}_g &= \underbrace{A_{eff} \cdot \varepsilon(\alpha, \theta)}_{A(\alpha, \theta)} \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left[\left(\frac{p_g}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_g}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \\ &\Downarrow \\ \dot{m}_g &= A(\alpha, \theta) \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left[\left(\frac{p_g}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_g}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (\text{A1.16}) \end{aligned}$$

Rappresentando quindi l'andamento della portata in massa in funzione del rapporto delle pressioni, come mostrato in *Figura A4*, si può notare come per un rapporto delle pressioni pari

a $p_g/p_0=1$ la velocità di efflusso si annulla, dunque lo è anche la portata in massa; mentre per un rapporto del valore di $p_g/p_0=0$ risulta nulla la densità e nuovamente si annulla anche la portata in massa.

Dalla *Figura A4* si può chiaramente notare come vi sia una sostanziale differenza tra il caso teorico (linea tratteggiata) e il caso reale (linea continua): nel secondo infatti, al di sotto di un certo rapporto delle pressioni, la portata in massa non varia più, ossia nel condotto vengono raggiunte le condizioni di blocco sonico (*choking*) per cui, qualunque siano le condizioni a valle, la portata massima in massa non varia.

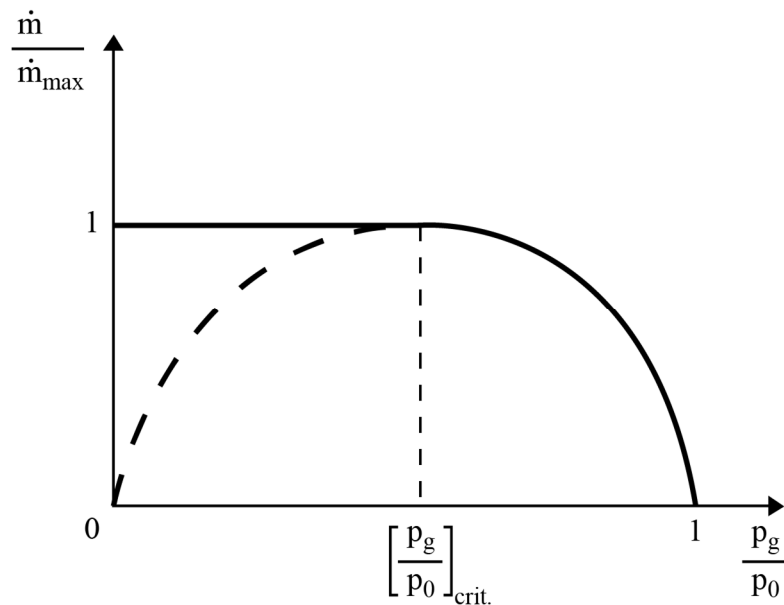


Figura A4 – Andamento della portata in massa, rapportata rispetto al suo valore massimo, al variare del rapporto tra le pressioni di monte e valle rispetto alla sezione di gola.

L'obiettivo pertanto è quello di determinare quale sia il valore del rapporto delle pressioni p_g/p_0 per cui, si ottiene la portata massima elaborabile dal condotto. La funzione da massimizzare è del tipo:

$$f(x) = x^{\frac{2}{k}} - x^{\frac{k+1}{k}}$$

Quindi:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dx} \left(x^{\frac{2}{k}} - x^{\frac{k+1}{k}} \right) = 0 &\rightarrow \frac{2}{k} \cdot x^{\frac{2}{k}-1} - \frac{k+1}{k} \cdot x^{\frac{k+1}{k}-1} = 0 \rightarrow 2 \cdot x^{\frac{2-k}{k}} \cdot \frac{1}{x^{\frac{1}{k}}} - (k+1) \cdot x^{\frac{1}{k}} \cdot \frac{1}{x^{\frac{1}{k}}} = 0 \cdot \frac{1}{x^{\frac{1}{k}}} \\ &\downarrow \\ 2 \cdot x^{\frac{2-k-1}{k}} - (k+1) = 0 &\rightarrow x^{\frac{1-k}{k}} = \frac{k+1}{2} \rightarrow x = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{-\frac{k}{k-1}} \end{aligned} \quad (\text{A1.17})$$

Per cui, facendo la derivata della (A1.16) rispetto al rapporto delle pressioni tra monte e valle e, ponendola uguale a zero, si determina la condizioni di massima portata:

$$\frac{d\dot{m}_g}{d\left(\frac{p_g}{p_0}\right)} = 0 \rightarrow \left.\frac{p_g}{p_0}\right|_{crit.} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (A1.18)$$

Tale condizioni limite espressa dalla (A1.18), corrisponde al raggiungimento nel condotto di una velocità pari a quella del suono. Raggiunta quindi tale condizione critica ($c_g=c_s$), se si abbassa ulteriormente la pressione di valle, questa non si propaga verso monte perché l'onda di pressione viaggia al massimo alla velocità del suono, quindi per rapporti delle pressioni inferiori a quello critico la velocità non può superare quella del suono, ossia la portata rimane costante.

Sostituendo tale rapporto critico nella (A1.16) si ottiene quindi l'espressione del suo valore massimo:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{g \max} &= A(\alpha, \theta) \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} R T_0 \cdot \left[\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1} \cdot \frac{2}{k}} - \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1} \cdot \frac{k+1}{k}} \right]} \\ &\downarrow \\ \dot{m}_{g \max} &= A(\alpha, \theta) \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} R T_0 \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \left[\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{-1}{k-1} \cdot \frac{k+1}{k}} - 1 \right]} \\ &\downarrow \\ \dot{m}_{g \max} &= A(\alpha, \theta) \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \cdot k \cdot R T_0 \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k-1}{2}} \\ &\downarrow \\ \dot{m}_{g \max} &= A(\alpha, \theta) \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{k \cdot R T_0 \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (A1.19) \end{aligned}$$

Per aumentare la portata in massa nella sezione di gola \dot{m}_g si può quindi agire abbassando il rapporto delle pressioni, fintanto che non vien raggiunta la condizione di portata massima; oltre tale valore, abbassare ulteriormente il rapporto delle pressioni non ha più senso.

Per aumentare ulteriormente la portata bisogna agire aumentando la pressione a monte p_0 (ad esempio tramite sovralimentazione o corretta intonazione dei condotti).

A1.3 – Equazione di bilancio dell'energia

Applicando quindi il primo principio della termodinamica per sistemi chiusi ad un sistema aperto, è possibile scrivere la variazione di energia del sistema come:

$$dE = dQ - dL \quad (A1.20)$$

La (A1.20) può essere anche espressa come la differenza tra l'energia che il sistema possiede tra due istanti di tempo τ e $\tau+d\tau$, ovvero:

$$dE = E(\tau + d\tau) - E(\tau) \quad (A1.21)$$

L'energia del sistema nei due momenti considerati può essere valutata come:

$$\begin{aligned} E(\tau) &= \int_V e \, dm \Big|_{\tau} + \left(\frac{c_{IN}^2}{2} + g \cdot z_{IN} + u_{IN} \right) dM_{IN} \\ E(\tau + d\tau) &= \int_V e \, dm \Big|_{\tau+d\tau} + \left(\frac{c_{OUT}^2}{2} + g \cdot z_{OUT} + u_{OUT} \right) dM_{OUT} \end{aligned} \quad (A1.22)$$

Osservando che la differenza tra i due termini integrali delle (A1.22) è esprimibile come:

$$\int_V e \, dm \Big|_{\tau+d\tau} - \int_V e \, dm \Big|_{\tau} = \frac{d}{d\tau} \left[\int_V e \, dm \right] d\tau \quad (A1.23)$$

Essendo in generale è vero, per una funzione matematica, che:

$$\frac{d}{dx} f(x) = \frac{f(x+dx) - f(x)}{dx} \rightarrow f(x+dx) - f(x) = \frac{d}{dx} f(x) dx$$

Sostituendo quindi nella (A1.21) la (A1.22) e la (A1.23), si può scrivere:

$$\begin{aligned} dE = E(\tau + d\tau) - E(\tau) &= \underbrace{\int_V e \, dm \Big|_{\tau+d\tau} - \int_V e \, dm \Big|_{\tau}}_{\frac{d}{d\tau} \left[\int_V e \, dm \right] d\tau} + \left(\frac{c_{OUT}^2}{2} + g \cdot z_{OUT} + u_{OUT} \right) dM_{OUT} - \left(\frac{c_{IN}^2}{2} + g \cdot z_{IN} + u_{IN} \right) dM_{IN} \\ &\quad \downarrow \\ dE &= \frac{d}{d\tau} \left[\int_V e \, dm \right] d\tau + \left(\frac{c_{OUT}^2}{2} + g z_{OUT} + u_{OUT} \right) dM_{OUT} - \left(\frac{c_{IN}^2}{2} + g z_{IN} + u_{IN} \right) dM_{IN} \end{aligned} \quad (A1.24)$$

Il calore ed il lavoro infinitesimi scambiati valgono rispettivamente:

$$\begin{aligned} dQ &= dQ_{comb} + dQ_{wall} \\ dL &= p \cdot dV + dL_a + dL_{IN} + dL_{OUT} \end{aligned} \quad (A1.25)$$

Dove:

- pdV è il lavoro di espansione compiuto dai gas sul cielo del pistone:

$$dV = V(\tau + d\tau) - V(\tau) \rightarrow V(\tau + d\tau) = V(\tau) + dV$$

- dL_a è il lavoro svolto dalle forze apparenti nel caso in cui ci fosse un condotto in rotazione, in genere tale termine è nullo;
- dL_{IN} è il lavoro che il sistema compie per far entrare una certa quantità di massa:

$$v = \frac{1}{\rho}, v \cdot \rho = 1 \rightarrow dL_{IN} = -1 \cdot p_{IN} \cdot A_{IN} \cdot dx_{IN} = -v_{IN} \cdot p_{IN} \cdot \underbrace{\rho_{IN} \cdot A_{IN} \cdot dx_{IN}}_{dM_{IN}} = -v_{IN} \cdot p_{IN} \cdot dM_{IN} \quad (A1.26)$$

- dL_{OUT} è il lavoro che il sistema compie per espellere una certa quantità di massa:

$$v = \frac{1}{\rho}, v \cdot \rho = 1 \rightarrow dL_{OUT} = 1 \cdot p_{OUT} \cdot A_{OUT} \cdot dx_{OUT} = v_{OUT} \cdot p_{OUT} \cdot \underbrace{\rho_{OUT} \cdot A_{OUT} \cdot dx_{OUT}}_{dM_{OUT}} = v_{OUT} \cdot p_{OUT} \cdot dM_{OUT} \quad (A1.27)$$

Ricordando che l'entalpia è esprimibile mediante la (1.15), allora sostituendo la (1.84), la (A1.25), la (A1.26) e la (A1.27) nella (A1.20) si ottiene:

$$\begin{aligned} dE &= dQ - dL \\ &\downarrow \\ \overbrace{\frac{d}{d\tau} \left[\int_V e dm \right] d\tau + \left(\frac{c_{OUT}^2}{2} + gz_{OUT} + u_{OUT} \right) dM_{OUT} - \left(\frac{c_{IN}^2}{2} + gz_{IN} + u_{IN} \right) dM_{IN}}^{dE} &= \overbrace{dQ_{comb} + dQ_{wall}}^{dQ} - \overbrace{\left(pdV - \underbrace{v_{IN} p_{IN} dM_{IN}}_{dL_{IN}} + \underbrace{v_{OUT} p_{OUT} dM_{OUT}}_{dL_{OUT}} \right)}^{dL} \\ &\downarrow \\ \frac{d}{d\tau} \left[\int_V e dm \right] d\tau + \left(\frac{c_{OUT}^2}{2} + gz_{OUT} + u_{OUT} \right) dM_{OUT} + v_{OUT} p_{OUT} dM_{OUT} - \left(\frac{c_{IN}^2}{2} + gz_{IN} + u_{IN} \right) dM_{IN} - v_{IN} p_{IN} dM_{IN} &= dQ_{comb} + dQ_{wall} - pdV \\ &\downarrow \\ \frac{d}{d\tau} \left[\int_V e dm \right] d\tau + \left(\frac{c_{OUT}^2}{2} + gz_{OUT} + \underbrace{u_{OUT} + v_{OUT} p_{OUT}}_{h_{OUT}} \right) dM_{OUT} - \left(\frac{c_{IN}^2}{2} + gz_{IN} + \underbrace{u_{IN} + v_{IN} p_{IN}}_{h_{IN}} \right) dM_{IN} &= dQ_{comb} + dQ_{wall} - pdV \\ &\downarrow \\ \frac{d}{d\tau} \left[\int_V e dm \right] d\tau + \left(\frac{c_{OUT}^2}{2} + gz_{OUT} + h_{OUT} \right) dM_{OUT} - \left(\frac{c_{IN}^2}{2} + gz_{IN} + h_{IN} \right) dM_{IN} &= dQ_{comb} + dQ_{wall} - pdV \quad (A1.28) \end{aligned}$$

Ipotizzando di poter trascurare i termini relativi all'energia potenziale e all'energia cinetica rispetto all'energia interna allora, poiché la densità del fluido operatore (supponendo che sia aria) risulta molto bassa, è lecito porre:

$$e \approx u \Rightarrow \frac{d}{d\tau} \left(\int_V e dm \right) = \frac{d}{d\tau} \left(\int_V u dm \right) \quad (A1.29)$$

Essendo inoltre un modello zero-dimensionale, il termine dell'energia interna u risulta costante all'interno del dato volume, per cui:

$$u = c_v \cdot T = cost. \quad (A1.30)$$

Avendo ipotizzato un comportamento ideale del gas in cui il calore specifico a volume costante c_v risultasse costante, allora la (A1.29) può essere riscritta come:

$$\frac{d}{d\tau} \left(\int_V u \, dm \right) = \frac{d}{d\tau} \left(u \int_V dm \right) = \frac{d}{d\tau} (u \cdot M) = \frac{d}{d\tau} (c_v \cdot T \cdot M) \quad (\text{A1.31})$$

Differenziando pertanto la variazione infinitesima di energia rispetto al tempo, allora risulta:

$$\begin{aligned} \frac{dE}{d\tau} &= \frac{d}{d\tau} \left[\int_V e \, dm \right] \frac{d\tau}{d\tau} + \left(\frac{c_{OUT}^2}{2} + gz_{OUT} + \frac{h_{OUT}}{c_p T_{OUT}} \right) \cdot \frac{dM_{OUT}}{d\tau} - \left(\frac{c_{IN}^2}{2} + gz_{IN} + \frac{h_{IN}}{c_p T_{IN}} \right) \cdot \frac{dM_{IN}}{d\tau} = \frac{dQ_{comb} + dQ_{wall} - p \cdot dV}{d\tau} \\ &\downarrow \\ \frac{dE}{d\tau} &= \frac{d}{d\tau} (c_v \cdot T \cdot M) + c_p \cdot T_{OUT} \cdot \dot{m}_{OUT} - c_p \cdot T_{IN} \cdot \dot{m}_{IN} = \frac{dQ_{comb}}{d\tau} + \frac{dQ_{wall}}{d\tau} - \frac{p \cdot dV}{d\tau} \\ &\downarrow \\ \frac{dT}{d\tau} &= \frac{\frac{dQ_{comb}}{d\tau} + \frac{dQ_{wall}}{d\tau} - \frac{p \cdot dV}{d\tau} + c_p \cdot T_{IN} \cdot \dot{m}_{IN} - c_p \cdot T_{OUT} \cdot \dot{m}_{OUT} - c_v \cdot T \cdot \frac{dM}{d\tau}}{c_v \cdot M} \end{aligned} \quad (\text{A1.32})$$

Integrando quindi la (A1.32) per ogni istante di tempo che si vuole considerare e, applicando la relazione di stato dei gas perfetti (1.36), si può ottenere l'andamento della pressione interna al cilindro al variare di temperatura, volume e massa di miscela intrappolata all'interno di esso, esprimibile come:

$$p = \frac{M \cdot R \cdot T}{V} \quad (\text{A1.33})$$

La (A1.33) mostra chiaramente come a seguito di un aumento di temperatura del fluido operatore (derivante dal processo di combustione), se il volume rimane costante o comunque non subisce variazioni rilevanti e la massa introdotta non cambia (no *blow-by*), allora la pressione tende ad aumentare producendo una spinta risultante sul cielo del pistone che, per mezzo del cinematismo biella-manovella genera una coppia motrice sull'albero motore.

A1.4 – Modello di combustione di Wiebe

Il primo termine a numeratore della (A1.32) rappresenta la quantità di calore che, al variare del tempo, viene ceduto dal processo di combustione. Per modellare questo fenomeno si può adottare quello proposto da Wiebe, nel quale si suppone che, al fluido contenuto nel cilindro, venga somministrata dall'esterno una certa quantità di calore che, nella realtà, è fornita dall'avvenimento stesso della combustione della miscela aria-combustibile.

Tale modello permette quindi di valutare la frazione di miscela bruciata $\chi(\theta)$, la quale risulta essere funzione dell'angolo di manovella istantaneo θ e degli angoli d'inizio e fine combustione (θ_i e θ_f):

$$dQ_{comb} = dm_{burn} \cdot LHV \cdot \frac{m_{fuel}}{m_{fuel}} = dm_{fuel} \cdot \frac{d}{d\theta} \left(\frac{m_{burn}}{m_{fuel}} \right) \cdot d\theta \cdot LHV$$

$$\downarrow$$

$$\chi(\theta) = 1 - \exp \left[-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_i}{\theta_f - \theta_i} \right)^{1+m} \right] \quad \theta_i \leq \theta \leq \theta_f \quad (A1.34)$$

I coefficienti a e m che compaiono nella (A1.34) sono delle costanti che dipendono dalla forma e dall'efficienza della combustione; infatti, a viene definito parametro di efficienza e misura la completezza del processo di combustione, mentre m è detto fattore di forma ed influenza la velocità di combustione.

Per determinare gli angoli d'inizio e fine combustione si può pensare di considerare la curva di andamento della pressione nel cilindro (prima *Figura A5*) ed individuare quando essa, in fase di compressione e di espansione, subisce uno scostamento nell'andamento della sua pendenza.

Tale approccio, basato essenzialmente sull'analisi del gradiente della traccia di pressione, può risultare difficile da utilizzare in quanto non sempre è facile identificare una netta variazione del coefficiente angolare della retta tangente ad essa.

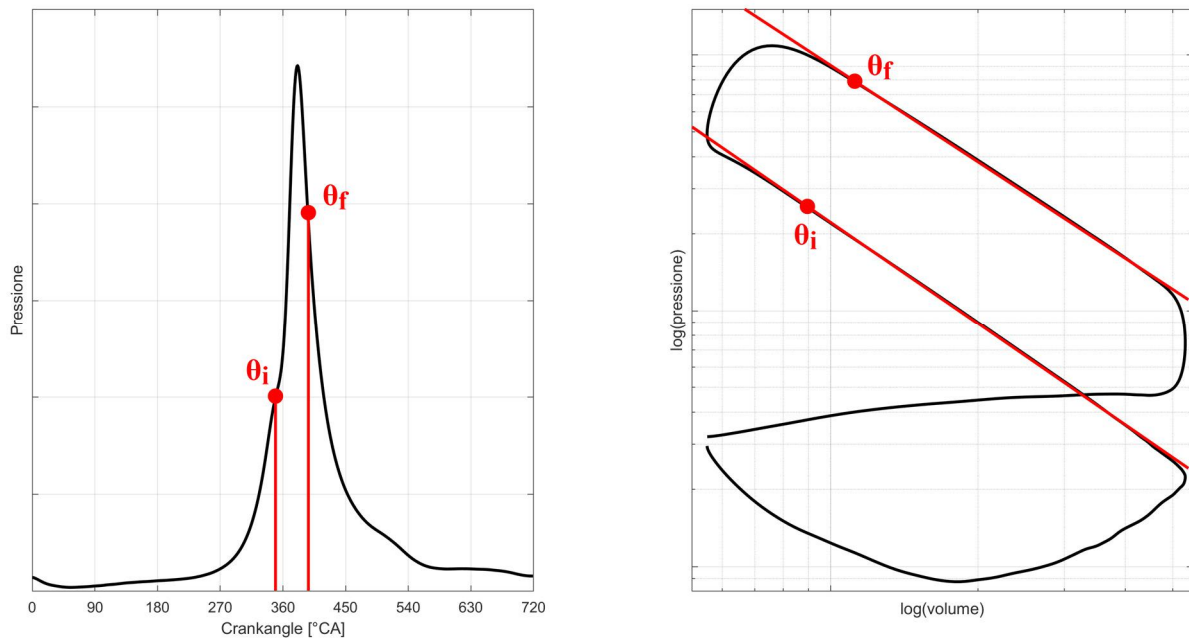


Figura A5 – Determinazione degli angoli d'inizio e di fine del processo di combustione.

Per questo motivo si preferisce spesso ragionare sul diagramma di indicatore in scala doppio logaritmica (seconda *Figura A5*); come noto, i tratti della fase di compressione ed espansione sono descritti da leggi politropiche rappresentate dalla (1.63) che, se espressa in forma logaritmica, risulta essere l'espressione di una retta, infatti:

$$\ln(p \cdot V^n) = \text{cost.} \rightarrow \ln p + n \cdot \ln V = \text{cost.} \quad (\text{A1.35})$$

Osservando l'andamento della pressione in questa seconda tipologia di grafico, gli angoli θ_i e θ_f possono essere individuati quando questa si discosta di una certa quantità infinitesima ε (scelta a piacere), dalla retta che ne descrive l'andamento politropico durante la fase di compressione e di espansione.

Si è dimostrato sperimentalmente come l'andamento della frazione di massa bruciata $\chi(\theta)$, presenti sempre un andamento caratteristico al variare dei quattro parametri principali; si tratta quindi di un modello parametrico.

Il parametro a , come detto, rappresenta il parametro di efficienza e può essere misurato mediante l'analisi chimica dei gas di scarico valutando le percentuali di CO e HC presenti; per valori assegnati di m , θ_i e θ_f al suo mutare, varia anche la frazione di massa bruciata (prima *Figura A6*).

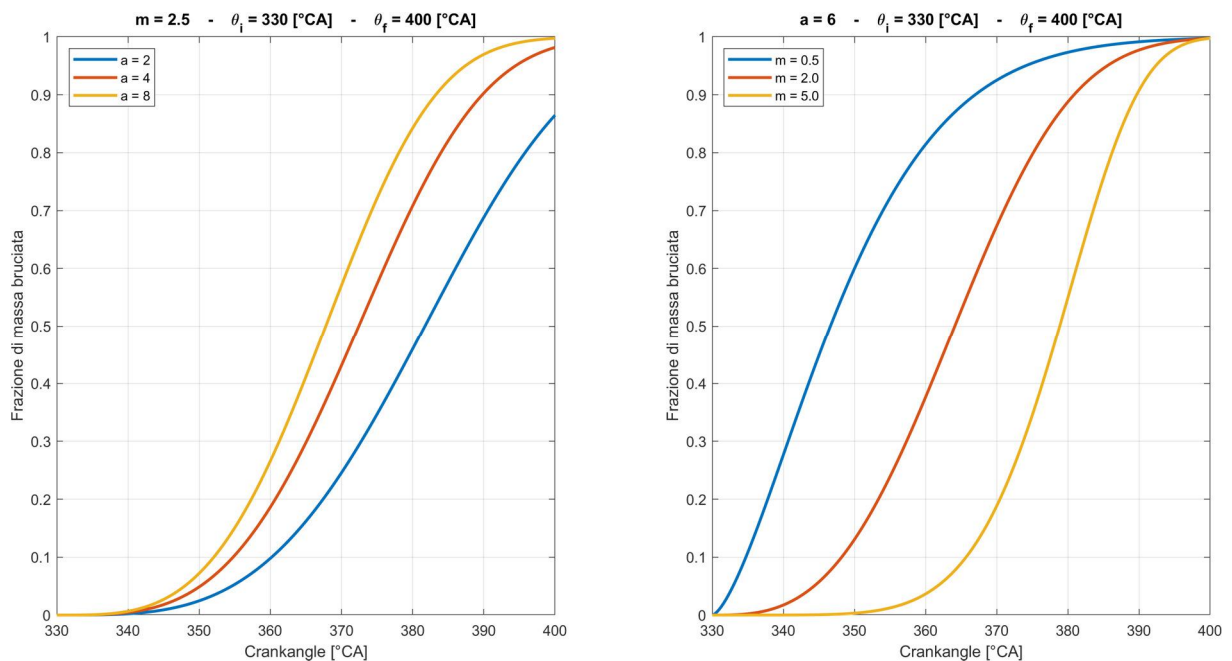


Figura A6 – Andamento della frazione della massa bruciata al variare del parametro 'a' di efficienza (a sinistra) e di forma 'm' (a destra) del modello di rilascio del calore di Wiebe.

Il parametro m rappresenta invece il parametro di forma del rilascio di calore, esso può essere misurato mediante l'analisi del segnale di pressione, ovvero tramite la legge di rilascio di calore ricavata nel *paragrafo 4.3* e in base a quanto esposto nel *paragrafo 4.3.2*; per valori assegnati di a , θ_i e θ_f al suo variare muta anche la forma della curva di Wiebe (seconda *Figura A6*).

Per bassi valori di m la combustione risulta molto veloce all'inizio e più lenta verso la fine, in questo caso solitamente si hanno dei valori di CA50MFB bassi; per alti valori di m si ottengono invece delle combustioni lente nella fase iniziale e veloci in quella fine, ovvero si hanno alti valori di CA50MFB.

A1.5 –Modelli di scambio termico a parete

Il secondo termine a numeratore della (A1.32) rappresenta la quantità di calore che, al variare del tempo, viene scambiata con le pareti del cilindro. Tale fenomeno può essere rappresentato tramite molteplici modelli matematici; quelli maggiormente utilizzati sono quello di Annand e Woschni.

Il primo esprime la potenza termica ceduta alle pareti come la somma di due contributi, uno derivante dalla convezione, l'altro dall'irraggiamento:

$$\dot{Q}_{wall} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{irr} = \underbrace{h_{conv} \cdot S \cdot (T_{gas} - T_{wall})}_{\dot{Q}_{conv}} + \underbrace{C_2 \cdot \sigma_0 \cdot S \cdot (T_{gas}^4 - T_{wall}^4)}_{\dot{Q}_{irr}} \quad (A1.36)$$

Dove S è la superficie di scambio a parete, σ_0 è la costante di Stefan-Boltzmann e h_{conv} è il coefficiente convettivo esprimibile come:

$$h_{conv} = C_1 \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot Re^n \quad Re = \frac{\rho \cdot c_m \cdot D}{\mu} \quad (A1.37)$$

I termini della (A1.37) hanno il seguente significato:

- D è l'alesaggio del pistone;
- c_m è la velocità media del pistone;
- ρ è la densità del fluido;
- μ è la viscosità dinamica del fluido;
- λ è la conducibilità termica del fluido.

Sulla base dell'analisi di numerose sperimentazioni, Annand ha suggerito i seguenti valori per le costanti n , C_1 e C_2 :

- $C_1=0.35 \div 0.8$ e $n=0.7 \div 0.8$, a seconda della tipologia di motore e delle condizioni di funzionamento;

- $C_2=0.075$ per la sola fase di combustione nei motori ad accensione comandata e $C_2=0.6\div 1.6$ nei motori ad accensione per compressione, mentre $C_2=0$ nelle altre fasi (aspirazione, compressione e scarico).

Il modello di Woschni invece, prevede un unico termine che comprenda i due precedenti, il quale è esprimibile come:

$$\dot{Q}_{wall} = \dot{Q}_{conv} = h_{conv} \cdot S \cdot (T_{gas} - T_{wall}) \quad (A1.38)$$

Il termine S è la superficie di scambio a parete, mentre h_{conv} è il coefficiente convettivo “incrementato” in maniera tale da tener conto della parte trasmessa per irraggiamento; la sua espressione è di tipo sperimentale ed esprimibile come:

$$h_{conv} = 0.0128 \cdot D^{-0.20} \cdot p^{0.80} \cdot T^{-0.53} \cdot v_c^{0.8} \cdot C_{enht} \quad (A1.39)$$

I termini della (A1.39) rappresentano:

- D è il diametro di alesaggio del pistone;
- p è la pressione misurata nell’istante considerato;
- T è la temperatura nel cilindro nell’istante considerato;
- C_{enht} è fattore moltiplicativo;
- v_c è la velocità caratteristica intesa come la velocità media locale dei gas, ed è esprimibile come:

$$v_c = C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_c \cdot T_r}{p_r \cdot V_r} \cdot (p - p_{mot}) \quad (A1.40)$$

- V_c è la cilindrata;
- $c_m=2cn$ (c corsa e n velocità di rotazione del motore) è la velocità media del pistone;
- p_r , V_r e T_r sono pressione, volume e temperatura valutate in una condizione di riferimento (ad esempio alla chiusura delle valvole d’aspirazione);
- p_{mot} è la pressione ottenuta con un ciclo in trascinato;
- Per i coefficienti C_1 e C_2 , i valori solitamente proposti sono:

Fase motore	C_1	C_2
Aspirazione/scarico	$6.18+0.417 \cdot v_s/c_m$	0
Compressione	$2.28+0.308 \cdot v_s/c_m$	0
Combustione ed espansione	$2.28+0.308 \cdot v_s/c_m$	$3.24 \cdot 10^{-3}$

Il coefficiente C_1 tiene conto della eventuale presenza di un moto di Swirl in camera introducendo la velocità $v_s=D\omega_s/2$, con ω_s pari alla velocità di rotazione di un ipotetico misuratore di Swirl.

Bibliografia

- [1] D. Giacosa – Motori endotermici (quindicesima edizione), Biblioteca Tecnica Hoepli, 2000.
- [2] G. Ferrari – Motori a combustione interna, Il Capitello, 2008.
- [3] G. Bocchi – Motori a quattro tempi, Hoepli, 2008.
- [4] G. Negri di Montenegro, M. Bianchi, A. Peretto – Sistemi Energetici e macchine a fluido volume 1, Pitagora Editrice Bologna, 2009.
- [5] P. M. Azzoni – Strumenti e misure per l'ingegneria meccanica, Hoepli, 2010.
- [6] Engine Indicating User Handbook, AVL, 2002.
- [7] AVL IndiCom 2015 Documentation, user's guide.
- [8] Engine Combustion Analysis (Engine Pressure Measurement for Research and Development), Kistler,
- [9] H. Hong, G. B. Parvate-Patil, B. Gordon – Review and analysis of variable valve timing strategies, eight ways to approach, 2004.
- [10] Appunti dei corsi di: *Sperimentazione E Calibrazione Di Motori A Combustione Interna M* (Nicolò Cavina, AA 2016/17), *Motori A Combustione Interna E Propulsori Ibridi M* (Nicolò Cavina, AA 2017/18) e *Fluidodinamica Dei Motori A Combustione Interna M* (Gian Marco Biachi, AA 2017/18).
- [11] G. Naldi, L. Pareschi – Matlab concetti e progetti, Apogeo, 2002.
- [12] W. J. Palm – Matlab 7 per l'ingegneria e le scienze, McGraw-Hill, 2004.

