



**Politecnico
di Torino**

Tesi magistrale

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

A. a. 2023/2024

09 aprile

**Modellizzazione predittiva del turbomatching e della
combustione in un motore alimentato a
metano/idrogeno con codice Gasdyn**

Relatori:

Prof. Mirko Baratta
Prof. Daniela Anna Misul
Prof. Angelo Onorati
Prof. Tarcisio Cerri

Candidato:

Valerio Di Mascio

Sommario

Le crescenti restrizioni normative sulle emissioni dei motori a combustione interna impongono un'analisi dettagliata dei vari aspetti legati alla progettazione di tali propulsori. La realizzazione di modelli termofluidodinamici volti a valutare le prestazioni, i consumi e le emissioni è diventata cruciale nello sviluppo dei motori e il lavoro di questa tesi si inserisce in tale cornice. Lo studio si pone l'obiettivo di ottenere una calibrazione e una validazione del modello termofluidodinamico di un motore PFI 1.4 alimentato a gas naturale compresso (CNG) e sovralimentato con turbogruppo, al fine di valutarne le prestazioni. La modellazione è stata eseguita mediante il codice Gasdyn sviluppato dal Politecnico di Milano. Per conseguire la validazione del modello sono stati presi quattordici punti motore, suddivisi in tre sweep: di carico, di velocità e di anticipo di accensione. La calibrazione procede per livelli di dettaglio crescenti, partendo dalla calibrazione del modello senza turbogruppo e passando a quella con turbogruppo, utilizzando un modello di combustione imposta. Infine, è stata approfondita anche l'aspetto legato alla combustione introducendo un modello di combustione predittiva. Il lavoro è suddiviso in tre parti: una prima che analizza il modello termofluidodinamico adottato, una seconda che illustra le metodologie di calibrazione e validazione del modello alimentato con CNG ed infine un'ultima parte che valuta la capacità del modello di replicare i risultati al variare del tipo di combustibile utilizzando una miscela di metano e idrogeno (HCNG). Il modello mostra, in generale, una buona capacità di riprodurre i risultati ottenuti dall'analisi sperimentale. Un tale lavoro acquisisce importanza all'interno di uno studio più ampio per realizzare un modello predittivo capace di valutare le prestazioni e le emissioni del motore in esame quando si adottano configurazioni del motore differenti da quelle sperimentali, fermo restando che un'analisi sperimentale risulta necessaria per avere risultati quantitativi.

Indice

1	Introduzione	1
2	Layout motore	3
2.1	Dati sperimentali	4
3	Calibrazione modello senza turbogruppo	6
3.1	Modello di combustione	6
3.1.1	Analisi sperimentale	8
3.1.2	Approfondimento calcolo temperatura	10
3.2	Calibrazione combustione	11
3.3	Calibrazione angolo di apertura valvola a farfalla	13
3.4	Risultati calibrazione modello senza turbogruppo	14
3.5	Effetto del coefficiente F pulse	16
4	Modello con turbogruppo	17
4.1	Effetto della presenza del turbogruppo	17
4.2	Calibrazione mass flow parameter multiplier	23
4.3	Temperatura parete condotti di scarico	26
4.4	Approfondimento punti operativi 2000x3 2000x6	28
4.5	Analisi influenza numero di cicli di simulazione	30
4.6	Risultati calibrazione	32
5	Sweep di anticipo di accensione	34
5.1	Calibrazione modello senza turbogruppo	34
5.2	Validazione modello con turbogruppo	35
6	Modello di combustione predittivo	38
6.1	Analisi di influenza CL	39
6.2	Analisi influenza xb di soglia	39
6.3	Calibrazione modello predittivo di combustione	40
7	Modello HCNG	48
7.1	Confronto CNG e HCNG	51
8	Conclusioni	55
	Appendice	56

A.1 Risultati finali modello con turbogruppo – combustione modello di Wiebe	56
A.1.1 Sweep velocità	56
A.1.2 Sweep carico	58
A.1.3 Sweep anticipo di accensione.....	60
A.2 Risultati finali modello predittivo di combustione.....	62
A.2.1.Sweep velocità	62
A.2.2 Sweep carico	65
A.2.3 Sweep anticipo di accensione.....	67
A.3 Risultati finali modello HCNG	70
A.4 Confronto CNG HCNG.....	73
Bibliografia	75

1 Introduzione

La tesi ha come obiettivo la calibrazione e la successiva validazione di un modello termofluidodinamico di un motore 1.4 litri PFI progettato per il funzionamento a CNG.

In particolare, si vuole realizzare un modello predittivo in grado di riprodurre con buona approssimazione i risultati sperimentali anche quando il motore viene alimentato con un combustibile diverso (HCNG) da quello per cui è stato progettato e quindi calibrato il modello.

Il motore in esame è stato oggetto di studi sperimentali [1],[2],[3] che hanno fornito i dati necessari alla calibrazione del modello. La presente ricerca prende spunto dai dati di un precedente lavoro di tesi [4] nella quale è stata già effettuata una prima calibrazione del modello, utilizzata come avvio di questo studio.

Ad oggi nell'analisi dei motori a combustione interna è di fondamentale importanza l'utilizzo di codici di simulazione termofluidodinamica mediante i quali è possibile realizzare un motore virtuale in grado di stimare l'impatto che una diversa configurazione del motore ha sulle prestazioni e sulle emissioni. [5]

Le sempre più stringenti normative sulle emissioni di inquinanti e sui livelli di CO_2 costringe a chi progetta i motori di effettuare in fase di progettazione un'ampia gamma di prove per testare diverse soluzioni con l'obiettivo di ridurre le emissioni ma al contempo di mantenere alte le prestazioni. L'utilizzo della modellazione termofluidodinamica permette quindi di ridurre le tempistiche e i costi della progettazione [5]. Ad oggi esistono diversi software di simulazione 1-D, in questo lavoro è stato utilizzato il software di simulazione termofluidodinamica Gasdyn sviluppato dal Politecnico di Milano. Il lavoro di tesi infatti rientra in una collaborazione tra il Politecnico di Torino e il Politecnico di Milano finalizzata allo studio di soluzioni alternative in fase di progettazione dei motori in ambito automotive.

In accordo con quanto scritto nel manuale teorico del software *“Il codice Gasdyn è un modello termofluidodinamico 1-D per la simulazione dell'intero sistema del motore, al fine di effettuare una rapida previsione dell'efficienza volumetrica del motore a combustione interna, della coppia, della potenza, del consumo di carburante, delle emissioni inquinanti e del rumore nei condotti di scarico”* [6].

Gli studi citati analizzano l'effetto sulle prestazioni e sulle emissioni del motore oggetto di studio, analizzando come si comporta un motore quando viene alimentato con una miscela di gas naturale e idrogeno (HCNG), in particolare vengono analizzate miscele con percentuali in volume di idrogeno crescenti (0%, 15%, 25% in volume).

Nell'ottica della riduzione delle emissioni di inquinanti il metano si presenta come un'alternativa valida ai combustibili tradizionali grazie alle ridotte emissioni di inquinanti e di anidride carbonica, inoltre grazie all'elevata caratteristica antidetonante è possibile aumentare il rapporto di compressione rispetto ai motori progettati per lavorare con benzina [3]. Il CNG però presenta anche alcuni svantaggi, in particolare una minore velocità di combustione e una minore efficienza volumetrica. Per far fronte a questi svantaggi l'aggiunta di idrogeno al metano è una soluzione in corso di studio.

L'idrogeno infatti presenta un maggiore potere calorifico inferiore specifico e una velocità di combustione decisamente superiore al gas naturale [3]. La miscela HCNG, quindi, combina i vantaggi del metano e dell'idrogeno.

Per la calibrazione e la validazione del modello sono stati utilizzati quattordici punti operativi del motore al fine di valutare la capacità del modello di riprodurre le prestazioni del motore in un'ampia gamma di condizioni operative. I punti analizzati sono: 2000x3, 2000x6, 2000x7.9, 2000x12, 2000x14, 2570x7.9, 3300x7.9, 4000x7.9, 4600x7.9, 3000x8 SA=-19, 3000x8 SA=-23, 3000x8 SA=-27, 3000x8 SA=-31, 3000x8 SA=-35 suddivisi in tre analisi: uno sweep di carico, uno sweep di velocità e uno sweep di anticipo di accensione ed è stato considerato il CNG come combustibile.

Per ottenere il modello predittivo è stata effettuata una prima calibrazione considerando un modello di combustione imposta. Per la calibrazione di questo primo modello sono stati usati gli sweep di carico e di velocità; invece, lo sweep di anticipo di accensione è usato per la validazione del modello. Il modello di tipo predittivo è stato ottenuto partendo dai risultati ottenuti dal primo modello e calibrando il modello di combustione sullo sweep di velocità. Questo modello è stato validato con lo sweep di carico e di anticipo di accensione.

Infine, è stata valutata la capacità del modello di riprodurre i risultati quando si utilizza come combustibile la miscela metano-idrogeno con una percentuale in volume di idrogeno pari al 15%.

2 Layout motore

Il layout del modello termofluidodinamico è definito in figura 2.1. questo è il risultato di una serie di studi precedenti, l'ultimo dei quali è il lavoro di tesi [4].

Di seguito verranno descritti i principali elementi che definiscono il modello.

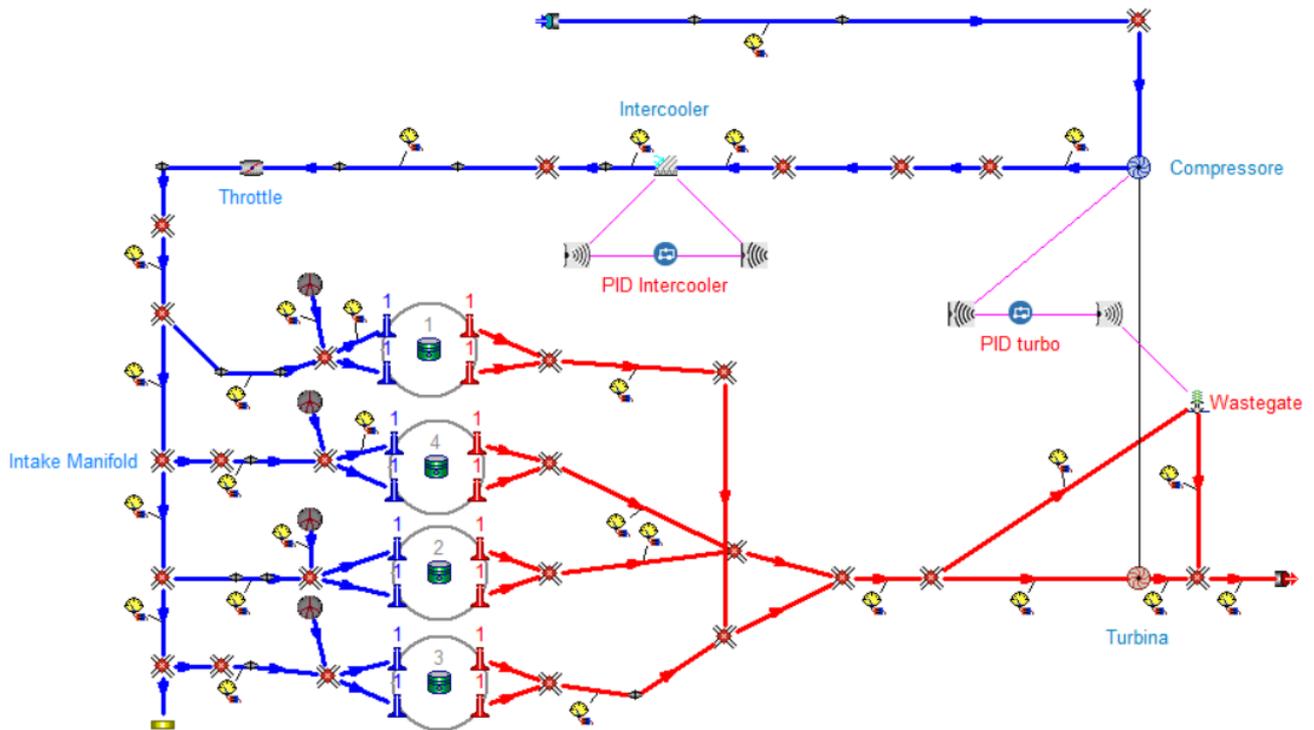


Figura 2.1 Layout modello con turbogruppo

Mediante l'interfaccia grafica "Gasdyn-Pre" è possibile attribuire i parametri ai diversi elementi che compongono il modello:

- **Condotti**

Per definire le caratteristiche dei condotti, Gasdyn prevede un pannello chiamato "duct". In questo pannello è possibile definire diversi parametri che definiscono il condotto quali la geometria, la temperatura delle pareti, il coefficiente di attrito lungo le pareti, la rugosità superficiale; è inoltre possibile stabilire se il condotto faccia parte del sistema di aspirazione o di scarico e se il condotto sia collegato alle valvole di aspirazione o scarico. Questa ultima opzione è fondamentale qualora si imponga una dipendenza delle temperature di parete da carico e/o da regime affinché il codice non calcoli la temperatura di parete anche per i port, in quanto la temperatura di questi condotti è controllata dal fluido di raffreddamento e deve essere imposta come condizione al contorno.

È importante specificare che per la modellazione dei condotti non sono previste brusche variazioni di diametro, le quali devono essere modellate mediante specifiche condizioni al contorno. I condotti di forma complessa infatti possono essere modellati in Gasdyn mediante elementi chiamati "sub-

elements” che permettono di modificare, in modo graduale, il diametro oltre che la temperatura di parete, il coefficiente di attrito e la rugosità superficiale lungo il condotto. Questo approccio permette di trattare i condotti complessi come un unico elemento nel metodo numerico, evitando di imporre condizioni al contorno ogni qualvolta cambi un parametro lungo il condotto, ma imponendo condizioni al contorno solamente alle estremità di ingresso e uscita del condotto stesso rendendo, in tal modo, la simulazione più rapida [6].

- **Iniettori**

Attraverso il pannello chiamato “Gaseous_FuelInjector object” è possibile definire le caratteristiche degli iniettori mediante la scelta della tipologia di combustibile, la strategia di controllo (se ad anello aperto o ad anello chiuso) necessaria, quest’ultima, ad ottenere il lambda desiderato ed in ultimo l’ordine di accensione dei cilindri. Selezionando una strategia di controllo ad anello chiuso è possibile fornire i valori di inizio iniezione (SOI) e fine iniezione (EOI) per i punti operativi motore analizzati.

- **Cilindro**

Nella sezione “Cylinder” è possibile impostare i parametri geometrici per definire la geometria della camera di combustione.

- **Turbograppo**

Il sotto modello del turbograppo è una parte fondamentale del modello complessivo di un motore turbocompresso. Gasdyn simula le prestazioni del turbograppo attraverso l’uso di mappe turbina e mappe compressore fornite dal costruttore. Le mappe delle turbomacchine rappresentano una serie di punti operativi che descrivono le condizioni di velocità, rapporto di espansione o di compressione, la portata massica e l’efficienza termodinamica [6]. Nella maggior parte dei casi le mappe fornite dal costruttore presentano dati sperimentali incompleti ai fini della simulazione poiché le turbomacchine possono potenzialmente lavorare in punti al di fuori dell’intervallo dei dati forniti e questo potrebbe pregiudicare i risultati della simulazione [4],[7]. In particolare, per quanto riguarda la turbina, il flusso entrante è fortemente pulsante e questo fa sì che la turbina lavori in un ampio range di funzionamento, range solitamente non coperto dai dati sperimentali. Per quanto riguarda il compressore invece le mappe fornite non riportano condizioni operative per i punti a basse velocità. In entrambi i casi, quindi, è necessario rielaborare le mappe sperimentali per ottenere mappe più complete che definiscano le condizioni operative della turbina e del compressore in una gamma più ampia di condizioni operative. Gasdyn dispone di due tool per realizzare il pre-processing dei dati, uno per il compressore “Compressor preprocessor” e uno per la turbina “Turbine preprocessor”.

2.1 Dati sperimentali

Il motore oggetto di analisi è un motore 1.4 litri progettato per il funzionamento a CNG. Le caratteristiche principali del motore sono elencate in tabella 2.1.

Tabella 2.1 Specifiche principali del motore

Caratteristiche motore	
Alesaggio [mm]	72.0
Corsa [mm]	84.0
Rapporto di compressione	9.8
Numero cilindri	4
Cilindrata [cm ²]	1367
Tipologia camera di combustione	4
Numero valvole per cilindro	Pent-roof
Sovralimentazione	Turbina a geometria fissa Controllato tramite valvola di Westegte
Intercooler	Acqua - aria
Iniezione	Port-fuel

Oltre alle specifiche del motore elencate in tabella, per definire il modello sono stati considerati una serie di input sperimentali. Questi includono le caratteristiche dei condotti quali la rispettiva geometria, la rugosità superficiale, la temperatura della parete, oltre ai dati provenienti dalla centralina del motore. Questi ultimi includono l'anticipo di accensione per ciascuna condizione operativa, i valori di inizio e fine dell'iniezione, nonché la fasatura delle valvole di aspirazione e scarico. Sono stati anche presi in considerazione la temperatura e la pressione negli ambienti di aspirazione.

Per quanto riguarda le temperature della parete dei condotti di aspirazione, sono state stabilite a 300 K per i condotti compresi tra "inlet" e "intake manifold" (figura 2.1), 310 K per i runner di aspirazione e 423 K per i port di aspirazione. Per i condotti di scarico, la temperatura di parete è stata fissata a 550 K per i port di scarico e a 650 K per gli altri condotti. Va notato che tali temperature dei condotti di scarico saranno soggette a variazioni in funzione del regime e del carico, e saranno quindi considerate come parametri di calibrazione nel modello con turbogruppo.

L'angolo di apertura della valvola a farfalla dovrebbe essere un input sperimentale del modello, ma i dati ottenuti dalla sperimentazione sono stati considerati non affidabili a causa di errori. Pertanto, questo dato è utilizzato come parametro di calibrazione del modello.

Per calibrare il modello e confrontare i risultati sperimentali con quelli numerici, sono stati utilizzati una serie di parametri, tra i quali la portata d'aria aspirata, la pressione e la temperatura del collettore di aspirazione, la pressione nei runner di aspirazione e scarico, in particolare viene valutata la capacità del modello di riprodurre la dinamica della pressione nel collettore di aspirazione, nel runner di aspirazione collegato al cilindro 2 e la dinamica della pressione nel runner di scarico collegato al cilindro 1, la temperatura e pressione medie all'ingresso della turbina. Inoltre, è stata considerata la pressione nelle quattro camere di combustione, concentrandosi in particolare sulla pressione relativa al cilindro 1.

3 Calibrazione modello senza turbograppo

Il primo step di calibrazione prevede l'analisi del motore senza turbograppo. Come consigliato dalla letteratura [7], il turbograppo è un elemento che genera forti variazioni nel funzionamento generale del modello. Effettuare una prima calibrazione senza la sovralimentazione, quindi, permette di effettuare una prima messa a punto del modello riducendo il contributo di possibili anomalie dovute alla presenza del turbograppo.

Si definisce quindi un layout del motore che presenta alcune differenze rispetto a quello descritto nel capitolo 2. In particolare, viene eliminato dal modello l'intercooler e tutta la parte di condotti a monte dell'intercooler, la turbina e tutta la parte di condotti a valle della turbina. Per quanto riguarda le condizioni di aspirazione viene considerata la temperatura del collettore di aspirazione e la pressione a valle del compressore. A rigore dovrebbe essere presa la pressione in uscita dall'intercooler ma questo dato sperimentale è stato ritenuto oggetto di errore e quindi non affidabile. Per le condizioni dell'ambiente di scarico invece si considerano i valori di pressione e temperatura in ingresso alla turbina.

3.1 Modello di combustione

Uno dei principali obiettivi di un'analisi predittiva è determinare il ciclo indicato e, nello specifico, la pressione media che al variare dell'angolo di manovella si ha all'interno della camera di combustione. Un elemento fondamentale che definisce la pressione nel cilindro è la combustione, che insieme ad altri fenomeni quali la variazione del volume della camera di combustione, i flussi entranti e uscenti di massa dagli interstizi tra stantuffo, anelli di tenuta e cilindro, le fughe verso il basamento e lo scambio termico con le pareti definisce lo stato termodinamico della carica. La combustione svolge un ruolo chiave nel determinare la pressione in camera di combustione. L'energia chimica rilasciata durante il processo di combustione provoca un aumento della pressione all'interno del cilindro (figura 3,1).

Una grandezza che viene usata per valutare l'avanzamento del processo di combustione è la frazione di massa bruciata x_b che rappresenta la velocità con cui cresce la massa dei prodotti della combustione (burned gas) all'interno della camera di combustione e può essere definito nel modo seguente:

$$x_b = \frac{m_b}{m_{tot}}$$

Dove m_b è la massa dei burned gas e la m_{tot} è la somma della massa dei prodotti e dei reagenti della combustione (unburned gas).

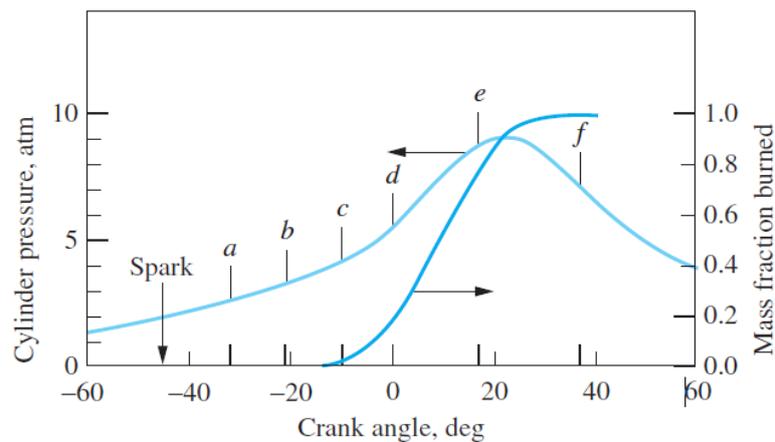


Figura 3.1 confronto tra ciclo di pressione e frazione di massa bruciata.

Per definire lo stato termodinamico della carica all'interno del cilindro tipicamente si adotta un approccio a due zone: il volume all'interno del cilindro è separato in due ambienti, uno occupato dai burned gas e una dagli unburned gas. Le due zone sono separate da una superficie sottile: il fronte di fiamma. L'ipotesi, in un approccio di questo tipo, è quella di considerare omogenee le proprietà termodinamiche all'interno di ciascuna zona e la pressione uniforme nell'intero cilindro [5],[7].

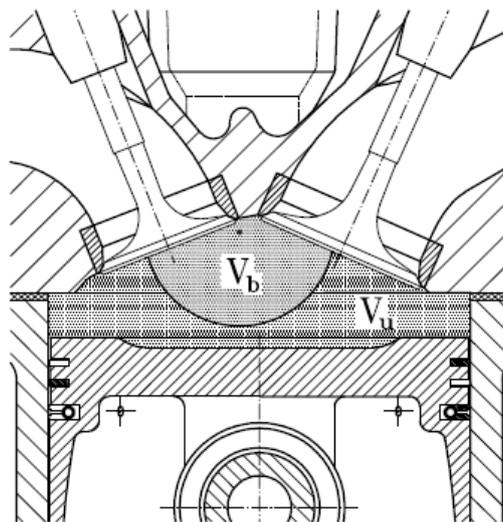


Figura 3.2 la figura mostra la divisione del volume all'interno del cilindro in una zona di burned gas (V_b) e una zona di unburned gas (V_u)

Durante la fase della combustione, le proprietà termodinamiche della carica possono essere ricavate applicando il primo principio della termodinamica alla zona incombusta e all'intero cilindro, la legge di conservazione del volume istantaneo del cilindro e il modello di combustione. Istante per istante infatti è necessario definire la pressione in camera di combustione, la temperatura dei burned gas e degli unburned gas e la frazione di massa bruciata. Il modello di combustione è lo strumento che consente di calcolare la frazione di massa bruciata [7].

In letteratura esistono diversi modelli che possono essere utilizzati per definire la frazione di massa bruciata e uno di questi è il modello di Wiebe.

Il modello di Wiebe è un modello di combustione che non può essere definito propriamente predittivo in quanto non è legato ad alcun fenomeno fisico che caratterizza la combustione turbolenta tipica dei motori SI, come ad esempio l'interazione tra combustione e turbolenza o il livello di turbolenza in camera di combustione.

Il modello di Wiebe è definito anche modello di combustione imposta in quanto impone l'andamento della velocità di combustione e quindi della frazione di massa bruciata attraverso una funzione matematica in grado di riprodurre la forma ad S tipica di x_b :

$$x_b(\theta) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_i}{\theta_e - \theta_i} \right)^{m+1} \right]$$

Dove: θ è l'angolo di manovella e variabile indipendente della funzione, θ_i e θ_e rispettivamente gli angoli di inizio e fine effettiva della combustione, a e m parametri di calibrazione. In particolare, a è definito efficiency factor e misura la completezza del processo, m è definito shape factor e misura la velocità del processo nella fase iniziale, minore è m maggiore è l'energia rilasciata inizialmente dalla combustione.

Data la natura del modello, questo non può essere usato in analisi dove l'obiettivo è quello di valutare interventi che possono influire sulla combustione come, ad esempio, variare il timing delle valvole, modificare il livello di swirl o confrontare due combustibili differenti. Data la sua semplicità è un modello di combustione che viene ampiamente utilizzato in tutte quelle analisi, come per esempio lo studio del turbomatching, dove si vanno a modificare parametri che non influenzano la combustione. Per definire tale modello, Gasdyn richiede alcuni parametri di combustione in particolare MFB_{50} e MFB_{10-90} , ovvero, rispettivamente, il baricentro della combustione e la durata della combustione; è stata quindi condotta un'analisi sperimentale di tipo diagnostico, basata sul modello mono-zona, per estrarre i parametri in oggetto.

3.1.1 Analisi sperimentale

Tramite l'analisi sperimentale è possibile determinare il calore rilasciato dalla combustione al netto degli scambi termici Q_{net} e da questo l'andamento di frazione di massa bruciata x_b da cui è possibile ricavare i parametri di combustione. L'analisi sperimentale è stata condotta usando il modello mono-zona in cui si considera la camera di combustione come un volume unico e le proprietà chimiche e termodinamiche al suo interno uniformi.

In particolare, il modello mono-zona si basa sulle seguenti ipotesi:

- Il volume di controllo considerato corrisponde al volume occupato dai gas nella camera di combustione.

- La massa contenuta nel volume di controllo è costante, l'analisi viene effettuata dall'istante in cui si chiude la valvola di aspirazione (per sicurezza si sono considerati 10° dopo l'IVC) e l'istante in cui si apre la valvola di scarico (per sicurezza si sono considerati 10° prima dell'EVO). L'effetto delle fughe è considerato trascurabile
- Si considera la miscela aria-combustibile omogenea. Non si fa distinzione tra gas combusti e carica fresca. La pressione e la temperatura in camera sono quindi omogenee.
- Gas quasi perfetto: $R = costante$

Dall'equazione dei gas di stato e dal Primo Principio della Termodinamica applicato al volume di controllo si ottiene la seguente relazione:

$$\delta Q_{net} = \delta Q_{ch} - \delta Q_{ht} = \frac{1}{\gamma-1} * V dp + \frac{\gamma}{\gamma-1} * p dV \quad (1)$$

Dove:

$$\gamma(T) = 0.0000000238 * T^2 - 0.00011724 * T + 1.393987 \quad (2)$$

Q_{net} è il calore rilasciato dalla combustione al netto degli scambi termici. Quando il combustibile viene ossidato questo rilascia energia chimica definita come Q_{ch} pari alla somma del calore trattenuto dalla carica Q_{net} e dal calore scambiato con le pareti Q_{ht} . Per definire Q_{ht} è quindi necessario un opportuno modello di scambio termico. Quello utilizzato dal codice Gasdyn, in generale uno dei modelli più utilizzati nella tecnica attuale, è il modello di Woschni. Questo modello si basa sul presupposto che in un motore ad accensione comandata, contrariamente a quanto accade in un motore ad accensione per compressione, il contributo allo scambio termico dato dall'irraggiamento può essere trascurato rispetto al contributo dato dalla convezione. Il modello di Woschni include quindi l'irraggiamento nel contributo dovuto alla convezione, definendo la potenza termica specifica con la relazione tipica della convezione e proponendo una correlazione per il coefficiente di scambio termico convettivo h_i :

$$\dot{q} = h_i(T_g - T_w)$$

In un approccio mono-zona tipicamente il contributo dovuto allo scambio termico non viene calcolato andando a definire il Q_{net} tramite le equazioni 1 e 2.

Definito Q_{net} come la cumulata di δQ_{net} è stato possibile determinare x_b (per correttezza va detto che questo x_b non è propriamente l'andamento di frazione di massa bruciata, ma un calore rilasciato dalla combustione al netto degli scambi termici (Q_{net}) normalizzato).

$$x_b(\theta) = Q_{net} \text{normalizzato}(\theta) = \frac{Q_{net}(\theta)}{\tilde{Q}_{net}} \quad (3)$$

Dove: \tilde{Q}_{net} è stato definito come la media dei valori di $Q_{net}(\theta)$ dell'intervallo che va dal massimo di $Q_{net}(\theta)$ a $Q_{net}(EVO)$.

Da x_b sperimentale è stato possibile definire MFB_{90} , MFB_{50} , MFB_{10} , MFB_{10-90} .

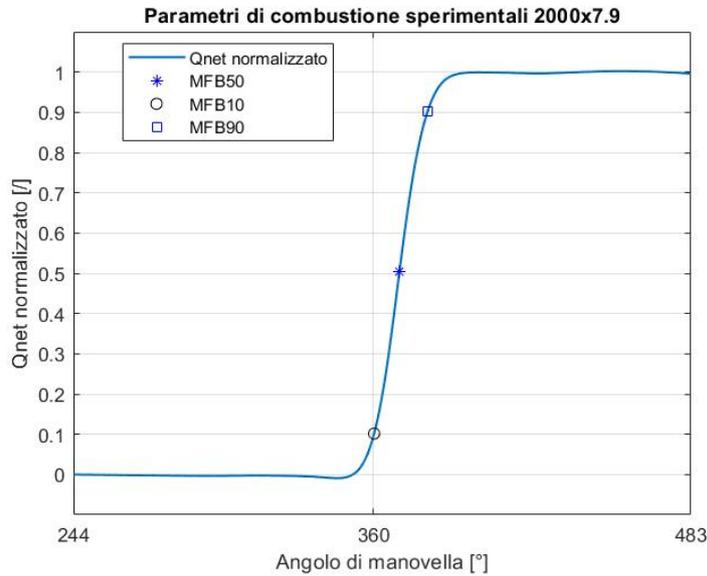


Figura 3.3 Andamento di x_b e parametri di combustione

L'approccio mono-zona, quindi, ha il vantaggio di essere un approccio di semplice applicazione, che consente di calcolare i parametri di combustione con relativa facilità, inoltre viene utilizzato in modalità real-time grazie alla rapidità di calcolo.

Implementare lo scambio termico nel modello mono-zona, renderebbe il modello più complesso e di conseguenza ne limiterebbe la semplicità che lo contraddistingue.

3.1.2 Approfondimento calcolo temperatura

Per definire la temperatura utile al calcolo di x_b è stata adottata la seguente relazione

$$T = \frac{pV}{m_{tot}R} \quad (4)$$

Come valori di pressione e volumi sono stati usati i valori ottenuti sperimentalmente, come costante specifica dei gas $R = 303,9038 \left[\frac{J}{(kg \cdot K)} \right]$.

La massa totale è definita come:

$$m_{tot} = m_a + m_f + m_r$$

Dove:

$$m_a = \frac{\dot{m}_a}{i * \frac{n}{m}}$$

$$m_f = m_a/\alpha$$

La massa dei gas residui m_r non è nota sperimentalmente, per definirla è stata usata la relazione di *Fox – Heywood* [8], che permette di determinare x_r :

$$x_r = \frac{m_r}{m_{tot}} = 1.266 * \frac{OF}{N} * \left(\frac{p_i}{p_e}\right)^{-0.87} * \sqrt{|p_e - p_i|} + 0.632 * \Phi * \frac{\left(\frac{p_i}{p_e}\right)^{-0.74}}{rc}$$

Dove:

N : [rps]

p_e ; p_i [bar]: pressione ambiente di scarico (monte turbina) e aspirazione (collettore aspirazione)

rc : rapporto di compressione

$\Phi = \frac{\alpha_{st}}{\alpha}$ rapporto di equivalenza

$OF = 0,1367[^\circ/m]$ Overlap – factor

se $p_e < p_i$ il primo addendo diventa negativo

Da x_r è possibile determinare la massa totale

$$m_{tot} = m_a * \frac{1 + \frac{1}{\alpha}}{1 - x_r}$$

3.2 Calibrazione combustione

Per calibrare la combustione e quindi per definire il modello di Wiebe oltre i parametri di combustione occorre conoscere i parametri a ed m . I parametri sono stati ricavati attraverso un'analisi condotta avvalendosi del software GT-Power.

Per realizzare la calibrazione della combustione, oltre a confrontare gli andamenti del ciclo di pressione reale e del ciclo di pressione numerico, sono stati confrontati anche gli andamenti di Q_{net} e x_b come mostrato in figura 3.4 e 3.5.

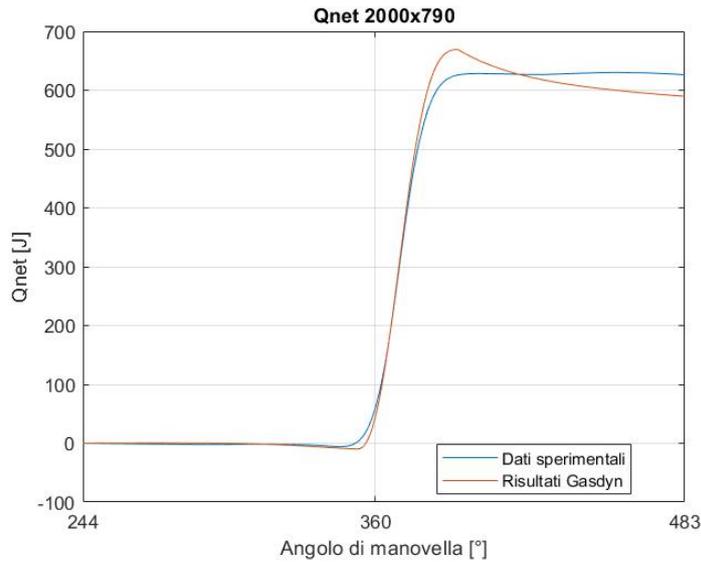


Figura 3.4 Cumulata di Q_{net} 2000x7.9

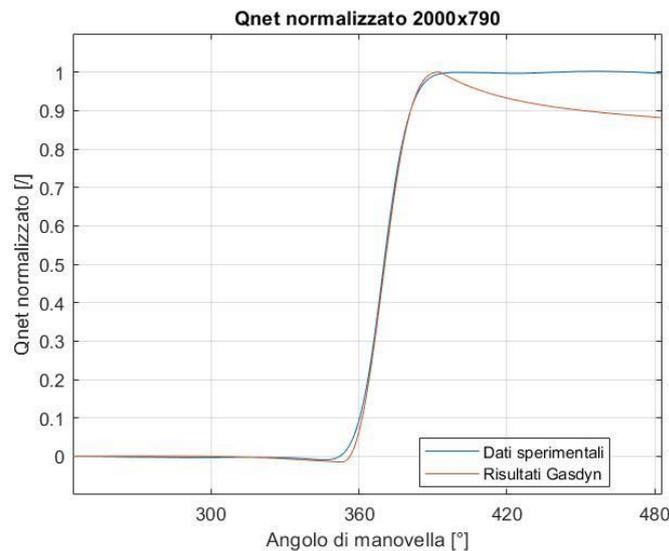


Figura 3.5 Q_{net} normalizzato 2000x7.9

Sono necessarie a questo punto una serie di precisazioni.

Per definire Q_{net} e di conseguenza x_b dei risultati numerici è stato usato un approccio diagnostico con il modello mono-zona similmente a quanto fatto per il caso sperimentale, in modo da rendere il confronto tra i risultati sperimentali e quelli forniti da Gasdyn più consistente.

Per il caso numerico, quindi, sono state usate le stesse equazioni usate nel caso sperimentale, in particolare la temperatura in camera di combustione è stata calcolata con l'equazione (5), usando come valori di pressione, volume e massa quelli ottenuti con la simulazione.

Per definire invece x_b , il denominatore nel caso numerico è stato definito come il valore massimo di Q_{net} numerico.

I risultati della calibrazione della combustione sono riportati in tabella 3.1 e 3.2.

Tabella 3.1 Risultati calibrazione combustione sweep velocità

SWEEP VELOCITÀ					
	2000x7.9	2570x7.9	3300x7.9	4000x7.9	4600x7.9
MFB₅₀ [°]	10.5	9.4	6.2	5.9	7.2
MFB₁₀₋₉₀ [°]	20.7	22.2	20.8	19.9	19.2
a	6.908	6.908	6.908	6.908	6.908
m	1.3	1.06	1.22	1.5	1.6

Tabella 3.2 Risultati calibrazione combustione sweep carico

SWEEP CARICO					
	2000x3	2000x6	2000x7.9	2000x12	2000x14
MFB₅₀ [°]	11.4	11.4	10.5	8.3	8.6
MFB₁₀₋₉₀ [°]	24.8	22.2	20.7	19.1	19.9
a	7	6.908	6.908	7	6.908
m	1	1.3	1.3	1.5	1.7

3.3 Calibrazione angolo di apertura valvola a farfalla

La calibrazione dell'angolo di apertura della valvola a farfalla è stata eseguita a causa dell'inaffidabilità del dato sperimentale. L'analisi ha evidenziato che, utilizzando la portata d'aria aspirata come obiettivo di calibrazione, la pressione nel collettore di aspirazione risulta inferiore a quella misurata sperimentalmente. Analogamente, se si calibra in base alla pressione del collettore di aspirazione, la portata aspirata risulta sovrastimata rispetto al valore sperimentale.

La calibrazione dell'angolo di apertura della valvola è stata condotta ponendo come obiettivo la portata d'aria aspirata e minimizzando l'errore percentuale tra risultato numerico e risultato sperimentale. I risultati ottenuti sono mostrati in tabella 3.3 e 3.4.

Tabella 3.3 Risultati calibrazione valvola a farfalla sweep velocità

SWEEP VELOCITÀ					
	2000x7.9	2570x7.9	3300x7.9	4000x7.9	4600x7.9
Ψ [°]	17.65	18.7	20.7	22.53	24.25
Errore portata	0.17%	-0.07%	-0.16%	0.10%	-0.30%
Errore pressione	-14.90%	-15.46%	-17.00%	-12.19%	-14.51%

Tabella 3.4 Risultati calibrazione valvola a farfalla sweep carico

SWEEP CARICO					
	2000x3	2000x6	2000x7.9	2000x12	2000x14
Ψ [°]	13.5	16.1	17.65	20.25	23
Errore portata	-0.87%	0.18%	0.15%	-0.70%	0.10%
Errore pressione	-17.12%	-14.96%	-14.91%	-17.15%	-15.12%

3.4 Risultati calibrazione modello senza turbogruppo

I risultati della prima calibrazione sono stati ritenuti soddisfacenti. In particolare, analizzando l'andamento del ciclo di pressione in figura 3.6 si può notare come c'è una buona aderenza tra i risultati numerici e i dati sperimentali.

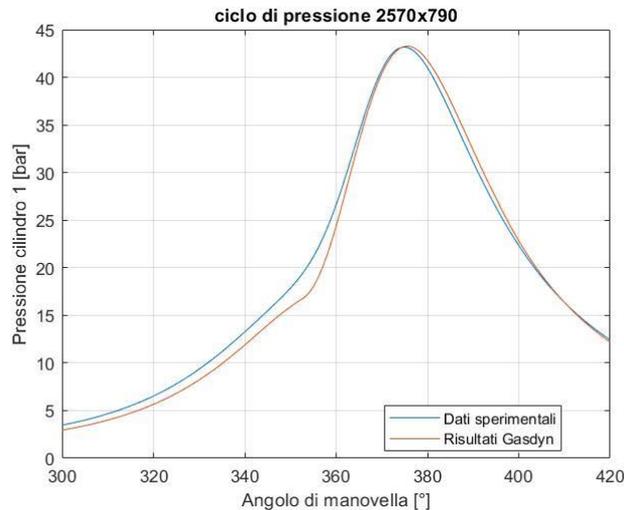
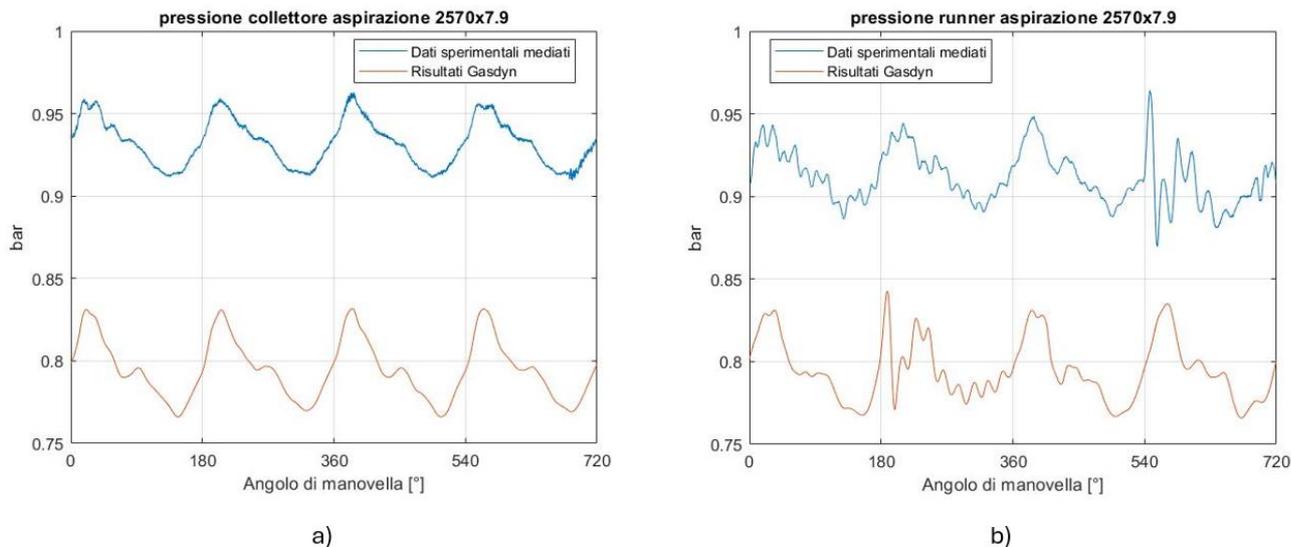


Figura 3.6 Ciclo di pressione 2570x7,9

Si può notare che durante la fase di compressione l'andamento di pressione è inferiore rispetto all'andamento sperimentale. Questo è dovuto alla calibrazione dell'angolo di apertura della valvola a farfalla che genera una pressione nel collettore di aspirazione inferiore a quella sperimentale e di conseguenza la pressione in camera durante la fase di aspirazione è inferiore a quella sperimentale generando una fase di compressione con pressione più bassa rispetto a quella sperimentale.

Inoltre, è possibile notare come aver modellato la combustione con il modello di Wiebe porta ad avere un aumento di pressione dovuto alla combustione più in ritardo rispetto a quello sperimentale.



*Figura 3.7 Andamento istantaneo di pressione 2000x7.9.
 a) Pressione collettore aspirazione b) pressione runner aspirazione*

Analizzando l'andamento istantaneo di pressione nel collettore di aspirazione (figura 3.7 (a)) e nel runner di aspirazione (figura 3.7 (b)) si può vedere come la dinamica dei risultati numerici bene approssima quella sperimentale. In entrambi i casi gli andamenti differiscono per un valore medio dovuto all'errore causato dalla calibrazione dell'angolo di apertura della valvola a farfalla. Infine, possiamo analizzare l'andamento istantaneo di pressione monte turbina in figura 3.8.

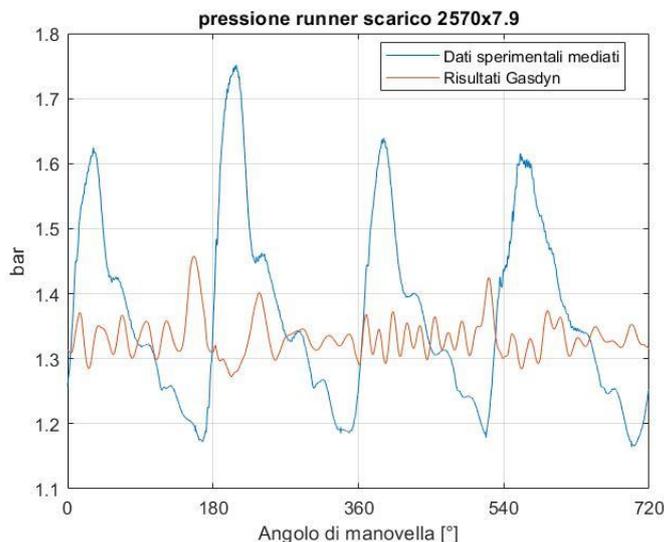


Figura 3.8 Andamento istantaneo pressione monte turbina 2570x7.9

Nella figura si notano, in relazione all'andamento sperimentale, quattro picchi di pressione dovuti alla presenza della turbina. Questi quattro picchi non compaiono nell'andamento dei risultati numerici in quanto ottenuti da un modello che non presenta il turbogruppo. Si vedrà in seguito come l'andamento numerico approssima bene quello sperimentale, presentando anche i quattro picchi di pressione, quando al modello verrà aggiunto il turbogruppo.

3.5 Effetto del coefficiente F pulse

Il coefficiente F pulse è un fattore moltiplicativo del numero di Nusselt che tiene conto dell'aumento del coefficiente di scambio termico convettivo quando il flusso di un fluido è pulsante. Tale coefficiente viene valutato per calibrare la temperatura a monte della turbina, analizzando l'effetto dell'aumento di F pulse per i condotti di scarico.

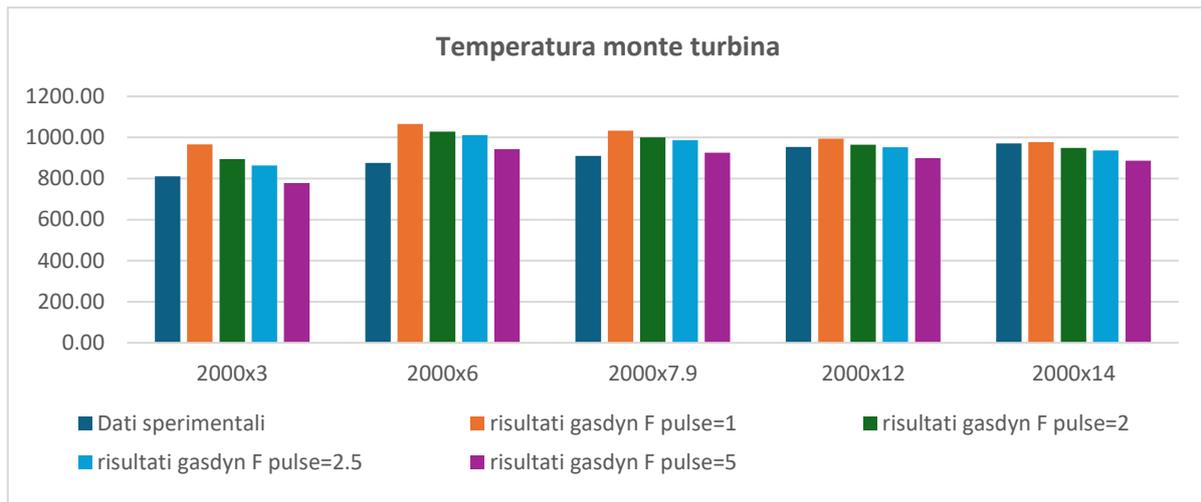


Figura 3.9 Effetto sulla temperatura monte turbina della variazione del coefficiente F pulse

Come mostrato dal grafico in Figura 3.9, l'aumento del coefficiente F pulse determina una diminuzione della temperatura all'ingresso della turbina.

Nel Capitolo 4 è stato valutato il valore del coefficiente F pulse da assegnare al modello.

4 Modello con turbograppo

La fase successiva è stata la calibrazione del modello con turbograppo. Il layout che definisce questo modello è quello mostrato in figura 2.1.

Le condizioni di pressione e temperatura negli ambienti di aspirazione e scarico sono stati modificati rispetto al modello senza turbograppo; in particolare si ha, rispettivamente, come ambiente di aspirazione e scarico del modello, l'ambiente monte compressore e l'ambiente valle turbina. Come si può notare dalla figura 2.1 il modello presenta due controllori PID, uno relativo all'intercooler presente nel circuito di aspirazione, che ha come parametro di target la temperatura dell'aria nel collettore di aspirazione, l'altro relativo al turbograppo, che ha come parametro di target la pressione a valle del compressore, parametro che viene ottenuto andando ad agire sul grado di apertura della valvola di wastegate.

Le temperature di parete dei condotti di aspirazione e scarico sono le stesse definite per il modello senza turbograppo. In particolare, le temperature di parete dei condotti di scarico sono state in un secondo momento rese dipendenti da regime e carico.

Come modello di combustione si continua ad usare il modello di combustione imposta di Wiebe, calibrato con i risultati ottenuti nel capitolo 3.

Il grado di apertura della valvola a farfalla viene mantenuto pari a quello ottenuto con la calibrazione del modello senza turbograppo, verificando, all'avanzare della calibrazione, l'errore percentuale della portata di aria nel collettore di aspirazione.

4.1 Effetto della presenza del turbograppo

Il primo passaggio della calibrazione del modello, in seguito alla introduzione del turbograppo, consiste nella valutazione dell'influenza che quest'ultimo esercita sul modello stesso. Sono stati quindi confrontati i risultati del modello con e senza turbograppo. Come prima verifica è stata controllata la portata d'aria aspirata e la pressione nel collettore di aspirazione verificando così che la calibrazione dell'angolo di apertura ottenuta nel primo modello fosse ancora valida.

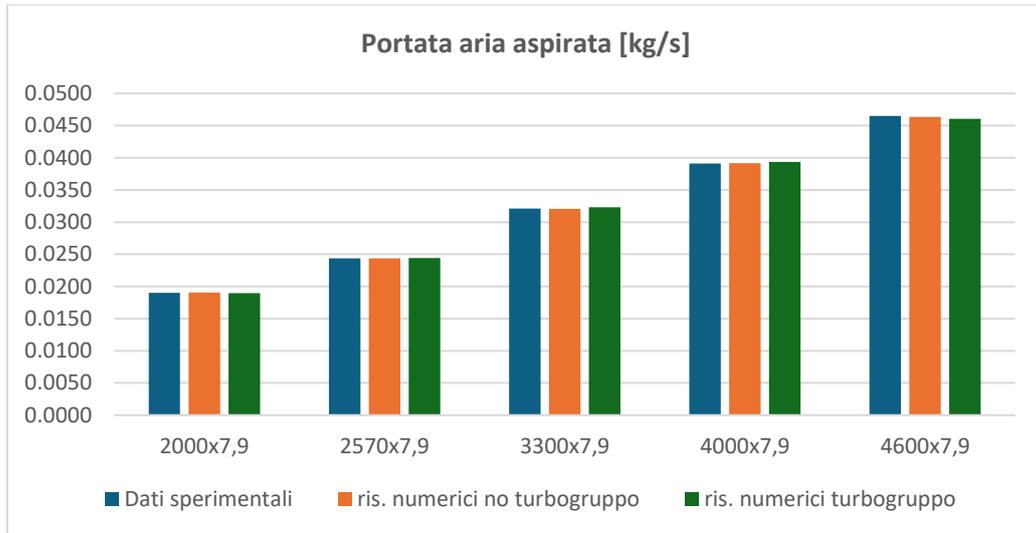


Figura 4.1 Portata aria aspirata sweep di velocità – confronto modello turbo - no turbo

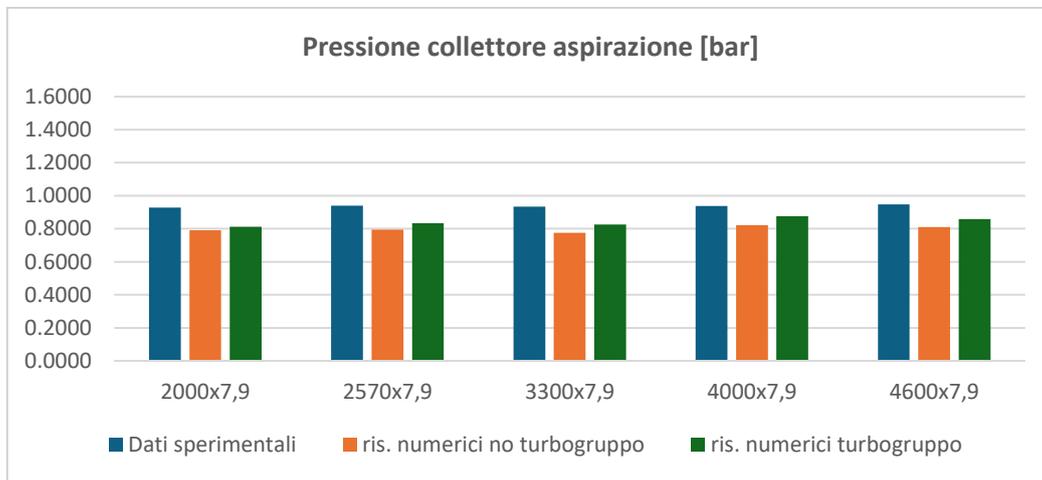


Figura 4.2 Pressione collettore aspirazione sweep di velocità – confronto modello turbo - no turbo

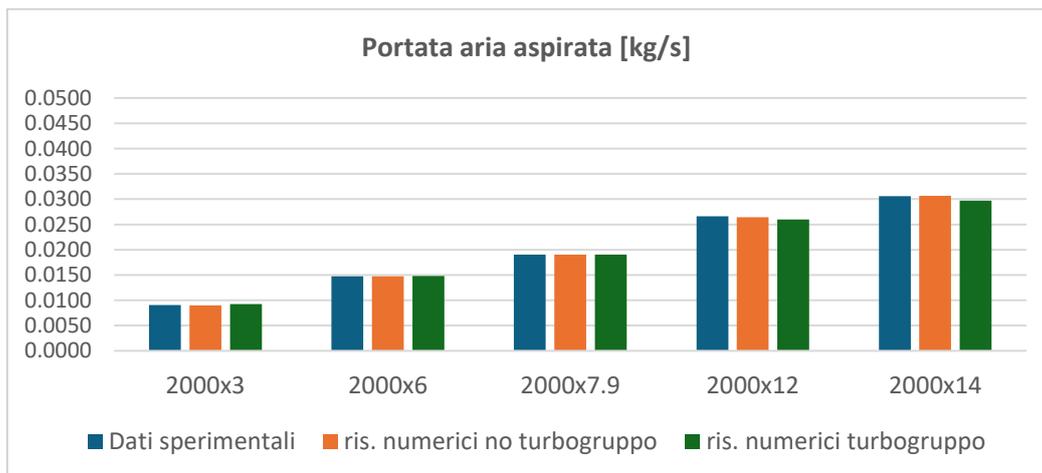


Figura 4.3 Portata aria aspirata sweep di carico – confronto modello turbo - no turbo

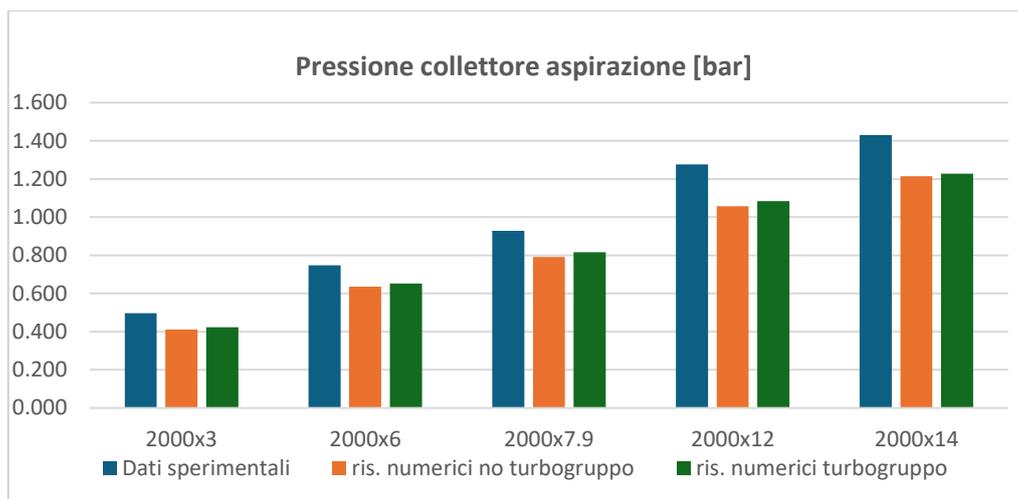


Figura 4.4 Pressione collettore aspirazione sweep di carico – confronto modello turbo - no turbo

Dalle Figure 4.2 e 4.4 si osserva come la presenza del turbogruppo abbia un effetto positivo sulla pressione nel collettore di aspirazione, riducendo l'errore tra i dati sperimentali e i risultati numerici. Tale miglioramento è più marcato nel caso di sweep di velocità.

Per quanto riguarda invece la portata di aria aspirata nel caso di sweep di carico non si hanno differenze significative nei risultati ottenuti tra i due modelli. Lo stesso non si può dire nel caso dello sweep di carico dove per i punti 2000x3, 2000x12 e 2000x14 si passa da un errore percentuale inferiore in modulo all'1% ad un errore compreso in modulo tra il 2% e il 3%. Nonostante questo, non è stato ritenuto necessario modificare la calibrazione dell'angolo a farfalla, ritendendo un errore massimo del 3% accettabile.

Come illustrato nella Figura 4.5, analizzando l'andamento del ciclo di pressione, non si notano differenze significative tra i due modelli. La fase di compressione mostra un miglioramento, avvicinandosi alla curva sperimentale, a seguito del miglioramento sulla pressione nel collettore di aspirazione ottenuto con l'inserimento del turbogruppo. L'andamento di pressione che si ha nella fase di combustione e nella fase di espansione invece non mostrano comportamenti differenti, poiché il turbogruppo non influisce sulla combustione e quindi sull'espansione.

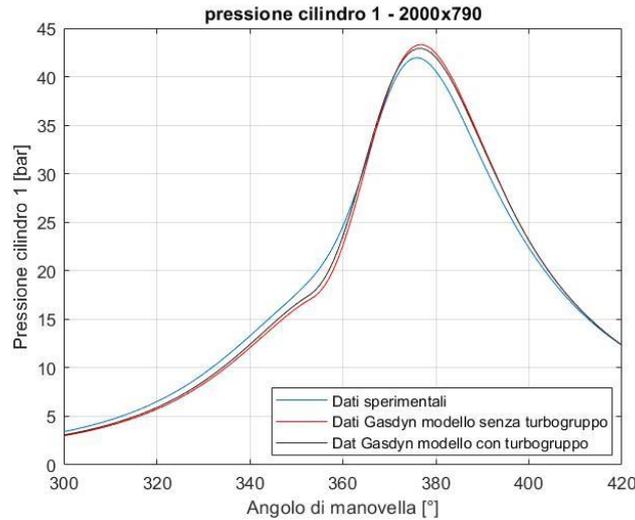


Figura 4.5 Confronto ciclo pressione – confronto modello turbo - no turbo

In figura 4.6 si evince come la presenza del turbogruppo non influisca sulla dinamica dell'andamento di pressione nel collettore di aspirazione ma solo sul valore medio.

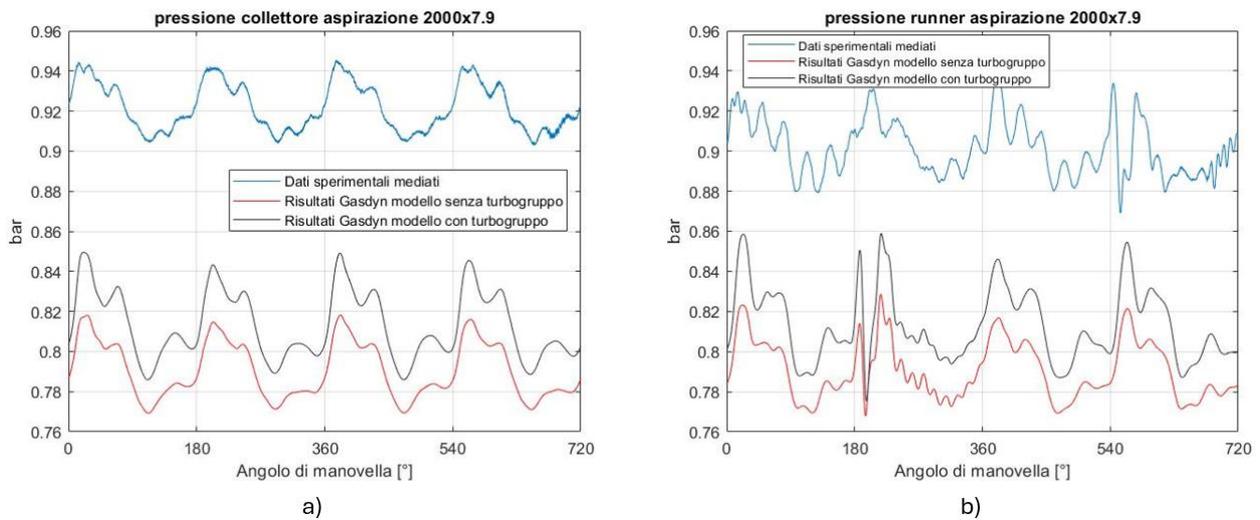


Figura 4.6 Andamento istantaneo di pressione 2000x7.9– confronto modello turbo - no turbo.
a) Pressione collettore aspirazione b) pressione runner aspirazione

L'effetto del turbogruppo invece è particolarmente apprezzabile analizzando l'andamento di pressione in uno dei runner di scarico. In questo caso la dinamica dell'andamento della pressione con l'inserimento del turbogruppo cambia notevolmente, mostrando i quattro picchi di pressione dovuti proprio alla presenza della turbina, avvicinandosi così all'andamento sperimentale.

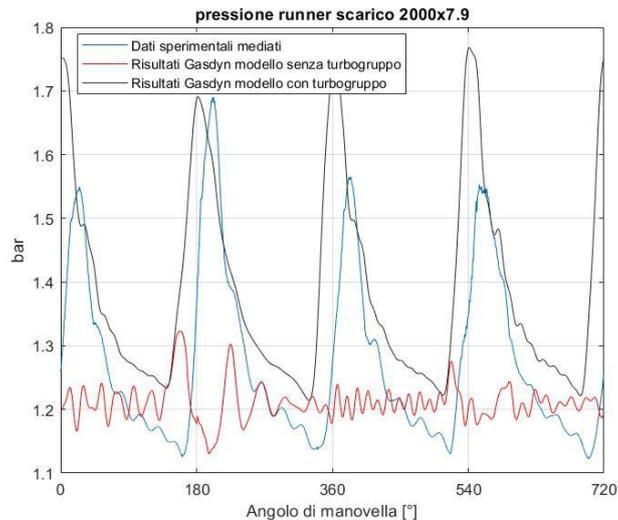


Figura 4.7 Andamento di pressione runner di scarico – confronto modello turbo - no turbo

A questo punto per procedere con la calibrazione si sono analizzate le temperature e le pressioni monte turbina.

Partendo dall'analisi della pressione (figure 4.8 e 4.10) si evidenzia come nel caso dei risultati ottenuti nel modello senza turbogruppo la pressione monte turbina è pari a quella sperimentale e questo è dovuto al fatto che l'ambiente di scarico di questo modello è stato posto pari all'ambiente monte turbina; quindi, questa grandezza diventa una condizione al contorno fissata per il modello. Nel modello con turbogruppo, la pressione monte turbina è sovrastimata rispetto al dato sperimentale in particolare in entrambi gli sweep analizzati l'errore tra risultato numerico e dato sperimentale aumenta all'aumentare della portata. Per migliorare la calibrazione si è deciso di andare ad agire sul mass flow parameter multiplier.

Nel caso della temperatura monte turbina (figure 4.9 e 4.11) si nota una differenza tra valore numerico e dato sperimentale già nel modello senza turbogruppo. Questa grandezza, infatti, viene calcolata dal codice ciclo dopo ciclo ed è il risultato delle condizioni allo scarico del motore e dello scambio termico che avviene lungo i condotti. In questo caso, ad eccezione di qualche punto, i risultati mostrati dai due modelli non sono significativamente differenti.

Analizzando i risultati ottenuti dal modello con turbogruppo per lo sweep di velocità, si evince che la temperatura monte turbina presenta un errore, tra dato sperimentale e risultato numerico, che diminuisce al crescere della velocità. L'aumento della velocità comporta un maggiore contributo del turbogruppo, con conseguente miglioramento dell'accuratezza dei risultati. È stato infatti osservato che nei punti operativi dove il contributo del turbogruppo è minimo, soprattutto sul valore di temperatura monte turbina, si hanno delle differenze tra risultati numerici e dati sperimentali maggiori. Come evidenziato dall'andamento monte turbina dello sweep di carico si nota come questo non segue la tendenza che a rigore dovrebbe manifestarsi, cioè, aumento di temperatura all'aumentare del carico, ma addirittura si hanno temperature maggiori per il caso 2000x3 rispetto al caso 2000x12. Questo molto probabilmente è dovuto al fatto che per il punto 2000x3 il contributo del turbogruppo è praticamente nullo, inoltre se si guarda il punto operativo della turbina in figura 4.12 per il punto

2000x3 nella caratteristica della turbina, si può notare che questo punto è al di fuori della mappa caratteristica. C'è poi da aggiungere che il punto 2000x3 e in parte il punto 2000x6, sono punti operativi che mostrano in tutte le fasi di calibrazione delle anomalie. Questi due punti pertanto sono stati discussi più nel dettaglio in seguito.

Per migliorare la calibrazione dal punto di vista della temperatura monte turbina si potrebbe aumentare il coefficiente F pulse ottenendo delle temperature più basse come mostrato nel paragrafo 3.5. Bisogna tenere presente che la temperatura numerica è la temperatura dei gas; invece, la temperatura sperimentale è quella ottenuta attraverso la misurazione tramite termocoppie. Da letteratura è stato dimostrato che le termocoppie nei condotti di scarico dei motori tendono a sottostimare la temperatura rispetto a quella dei gas di circa $30 \div 50$ K. Analizzando le temperature monte turbina si nota come i punti operativi a carico maggiore e soprattutto a regime maggiore, presentano una temperatura che rispetta l'intervallo ottenuto. Poiché secondo Gasdyn il coefficiente F pulse non può essere definito per ogni punto operativo, ma deve essere unico, si è deciso di adottare un coefficiente F pulse=1 privilegiando i punti operativi dove il turbogruppo ha un contributo più importante.

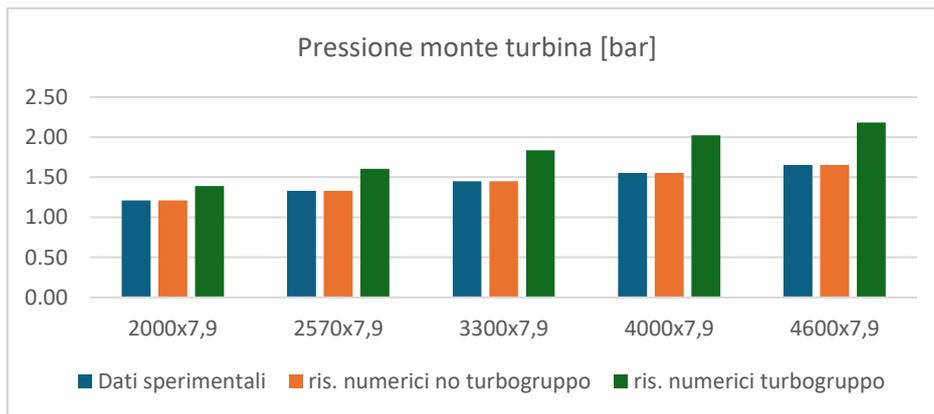


Figura 4.8 Pressione monte turbina sweep velocità – confronto modello turbo - no turbo

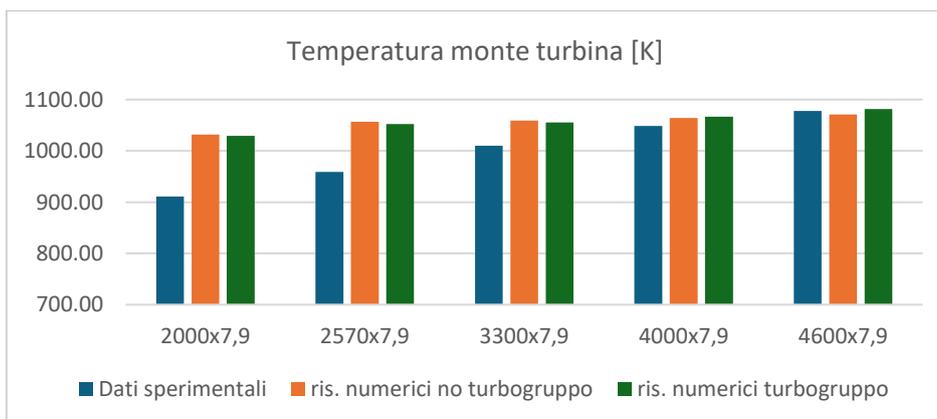


Figura 4.9 Temperatura monte turbina sweep velocità – confronto modello turbo - no turbo

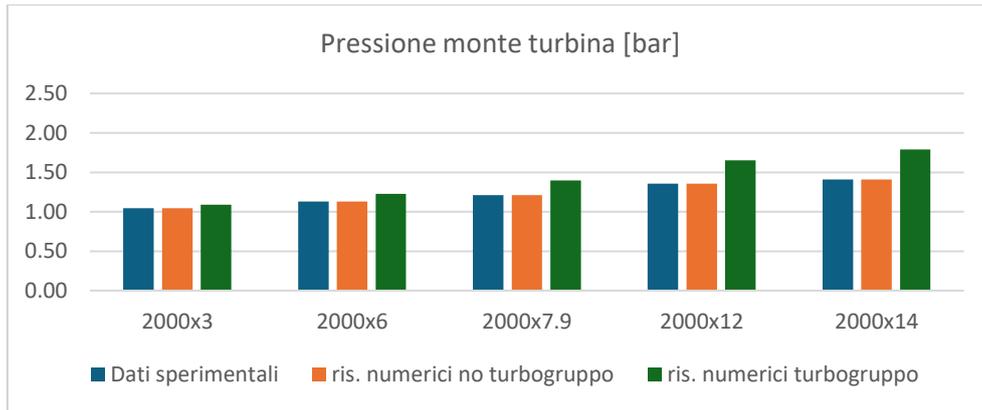


Figura 4.10 Pressione monte turbina sweep carico– confronto modello turbo - no turbo

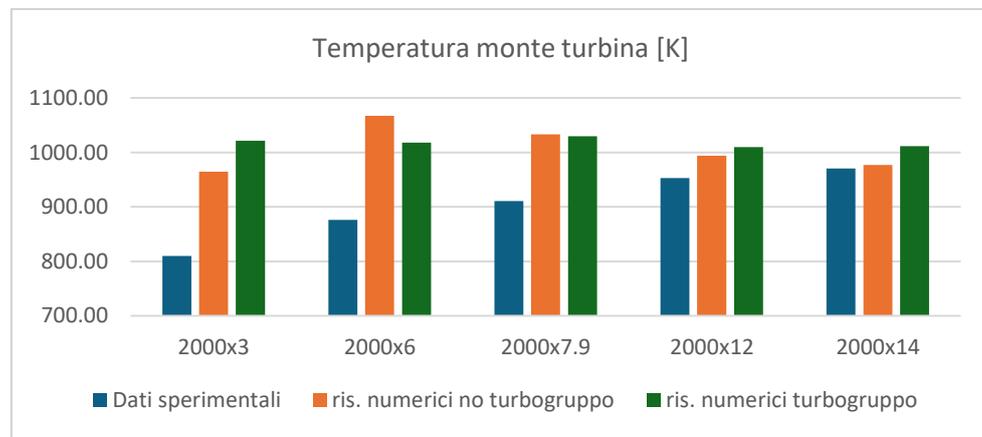


Figura 4.11 Temperatura monte turbina sweep carico – confronto modello turbo - no turbo

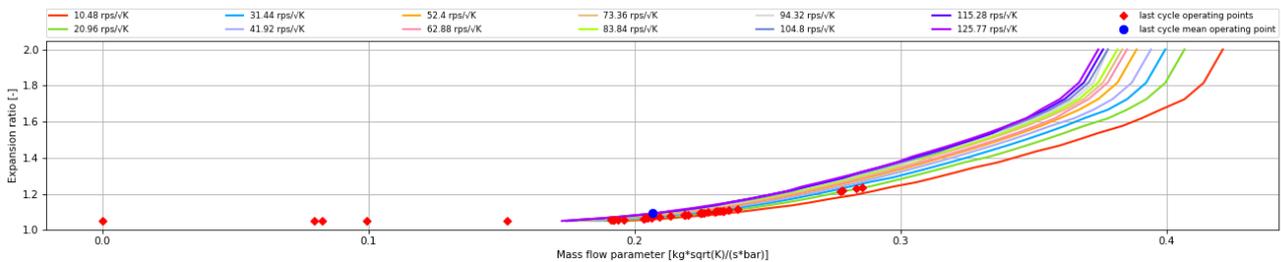


Figura 4.12 Caratteristica turbina 2000x3

4.2 Calibrazione mass flow parameter multiplier

Il mass flow parameter multiplier (da ora abbreviato in MFPM) è un coefficiente, che Gasdyn permette di modificare, un coefficiente che moltiplica il parametro di massa della turbina. Questo coefficiente è legato alla permeabilità della turbina, in particolare aumentando il MFPM aumenta la portata che attraversa la turbina, riducendo contemporaneamente la pressione in ingresso della turbina.

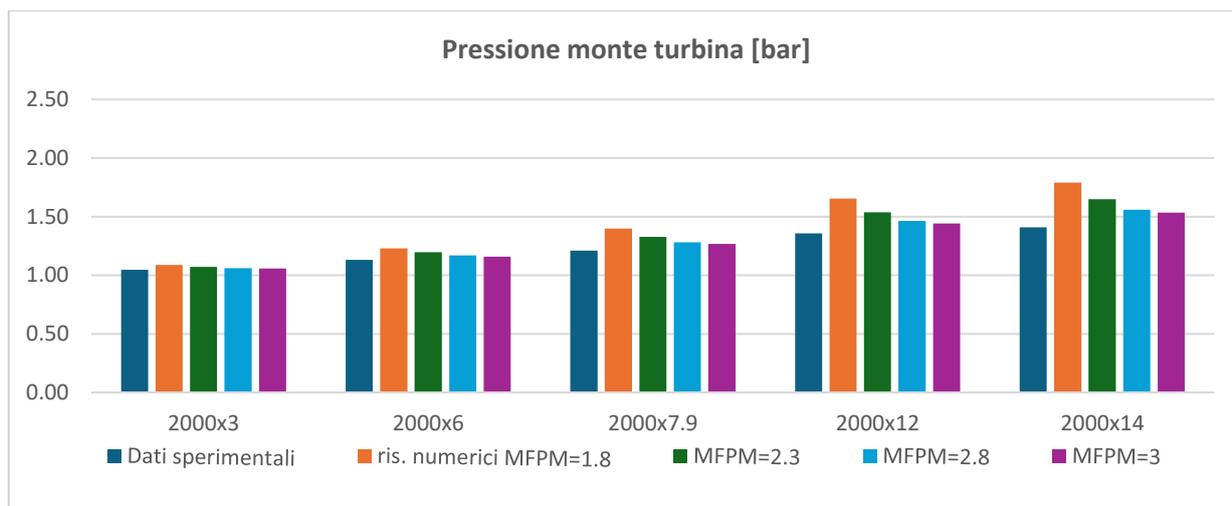


Figura 4.13 pressione monte turbina sweep carico – effetto MFPM

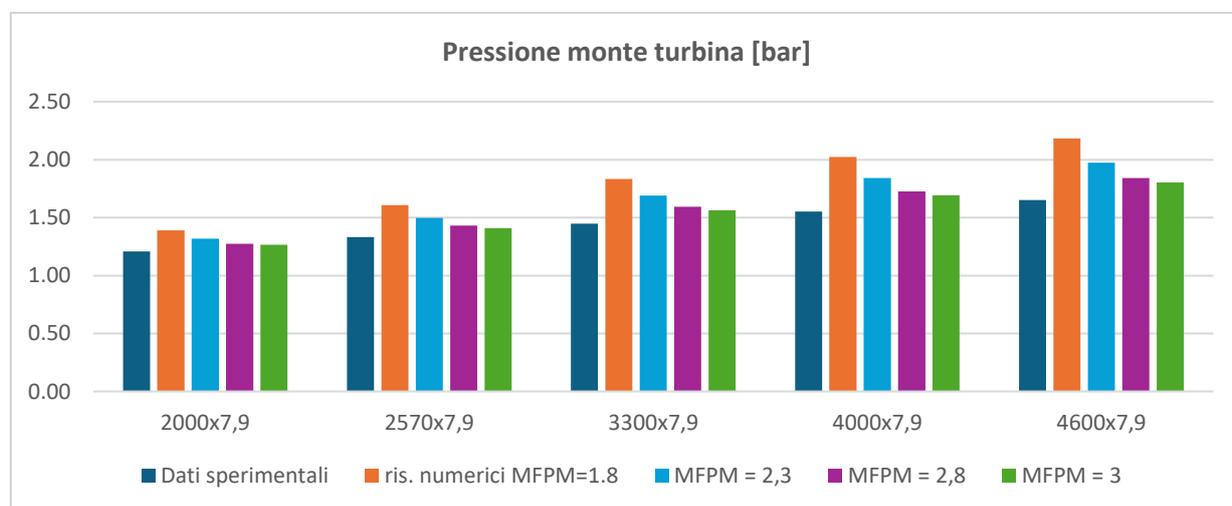


Figura 4.14 pressione monte turbina sweep velocità – effetto MFPM

Come illustrato dai grafici mostrati in figura 4.13 e 4.14 la pressione monte turbina si riduce all'aumentare dell'MFPM e questa riduzione è tanto più marcata quanto più è alta la portata.

Dal punto di vista della calibrazione della valvola a farfalla si ha anche un leggero miglioramento della portata d'aria aspirata all'aumentare del MFPM.

L'effetto del MFPM si può notare anche dalla figura 4.15.

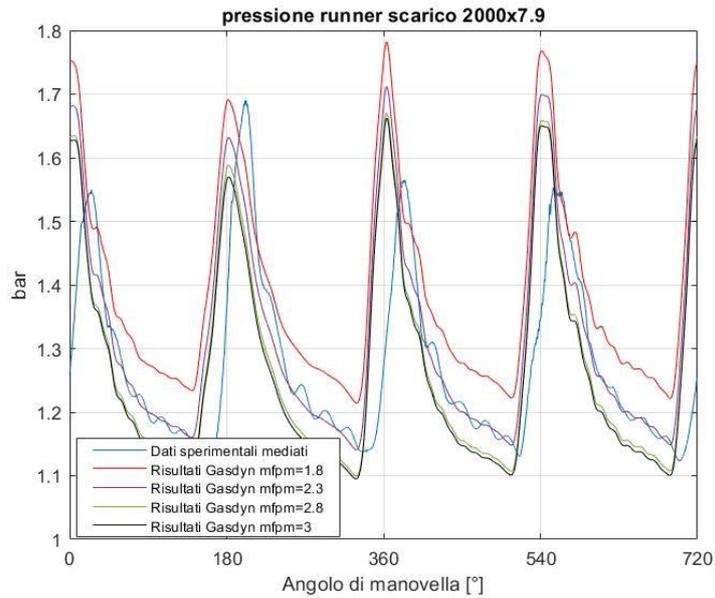


Figura 4.15 Andamento istantaneo pressione monte turbina 2000x7.9 – effetto MFPM

Dalla figura 4.15 si evince come l'andamento della pressione trasli verso il basso all'aumentare di MFPM, ma la dinamica dell'andamento della pressione non cambia.

La calibrazione dell'MFPM porta un effetto benefico anche sulla temperatura monte turbina.

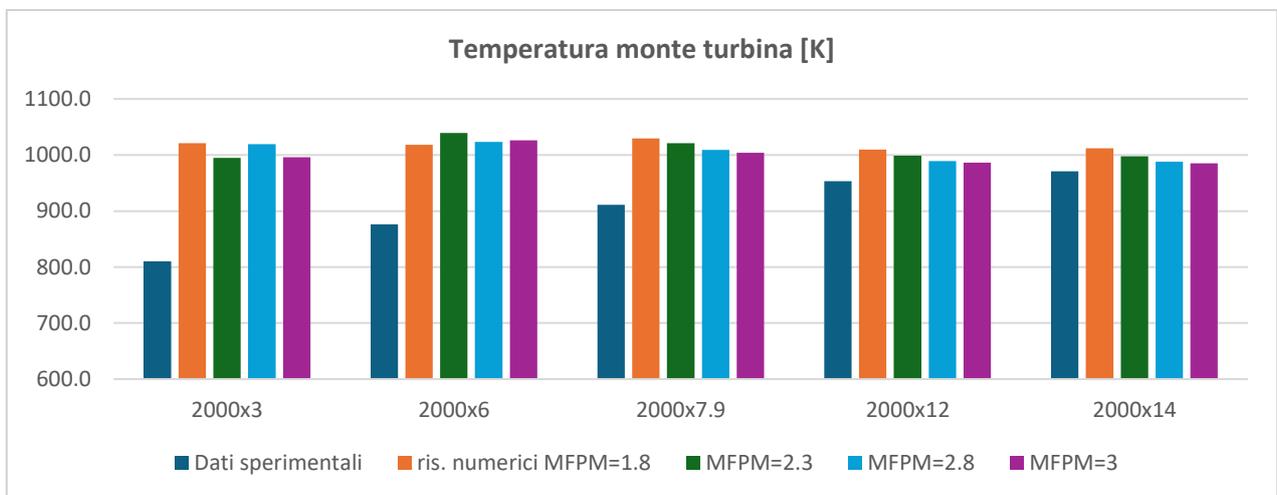


Figura 4.16 temperatura monte turbina sweep carico – effetto MFPM

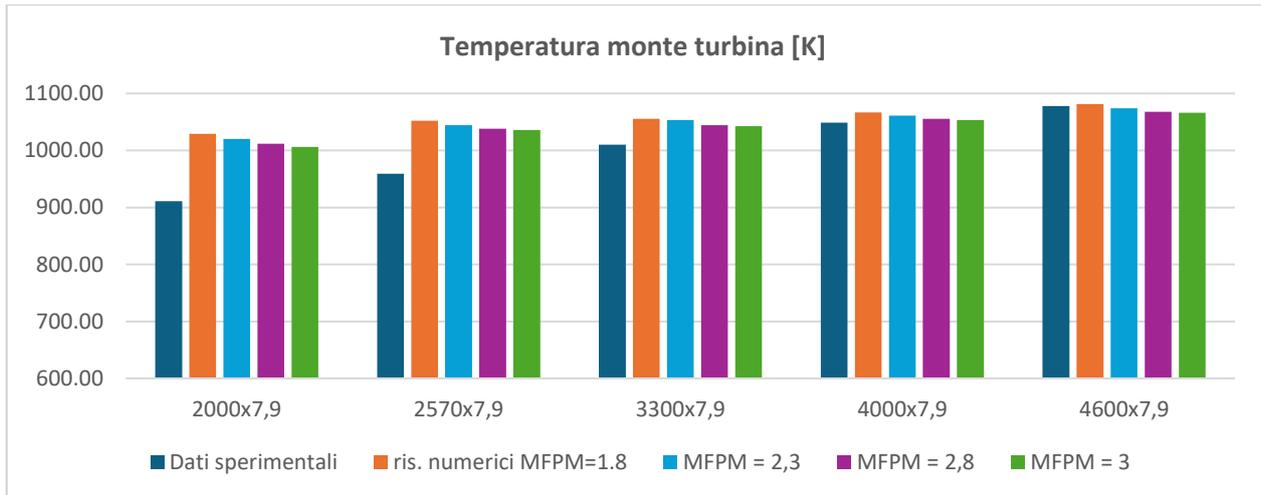


Figura 4.17 temperatura monte turbina sweep velocità – effetto MFPM

Come illustrato dalle figure 4.16 e 4.17 si nota che all’aumentare del MFPM la temperatura monte turbina tende a diminuire ad eccezione dei punti 2000x3 e 2000x6 dove invece oscilla. Questo è legato alla scelta del metodo di convergenza dei risultati che verrà spiegato in seguito.

In generale quindi la calibrazione del mass flow parameter multiplier ha un effetto piuttosto marcato sulla validazione del modello. Come valore di MFPM è stato scelto MFPM=2.8, valore che deve essere lo stesso per entrambi gli sweep analizzati.

4.3 Temperatura parete condotti di scarico

I parametri di calibrazione sono stati definiti ipotizzando una temperatura di parete fissa nei condotti, a prescindere dalle variazioni di carico e numero di giri. Per aumentare la coerenza della fisica del modello, il passo successivo, è stato quello di creare una dipendenza della temperatura di parete dai condotti di scarico dal carico e dal regime.

Gasdyn permette di creare una dipendenza di questo tipo attraverso la relazione:

$$T_{wall}(n, load) = T_{wall}(n_{ref}, load_{ref}) + c_{wall_{speed}} * (n - n_{ref}) + c_{wall_{load}} * (load - load_{ref}) \quad (5)$$

Come punto operativo di riferimento è stato scelto il punto 2000x7.9 a cui sono stati assegnati i valori di temperatura dei condotti di scarico menzionati nel paragrafo 2.1.

La formula (6) agisce solamente sui condotti di scarico, in particolare, tra questi non considera i port in quanto questi condotti sono raffreddati dall’impianto di raffreddamento e di conseguenza la loro temperatura resta costante al variare del punto operativo.

Per definire quale valore di $c_{wall_{speed}}$ e $c_{wall_{load}}$ adottare è stata condotta un’analisi di influenza di questi coefficienti sui risultati, in particolare sul valore di temperatura e pressione monte turbina.

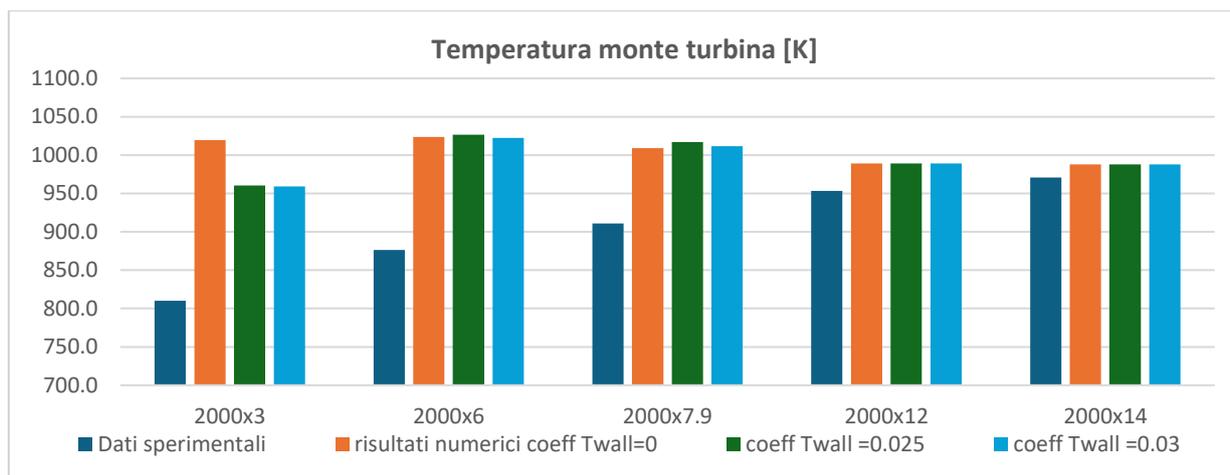


Figura 4.18 Temperatura monte turbina sweep carico – effetto coefficiente c_{wall}

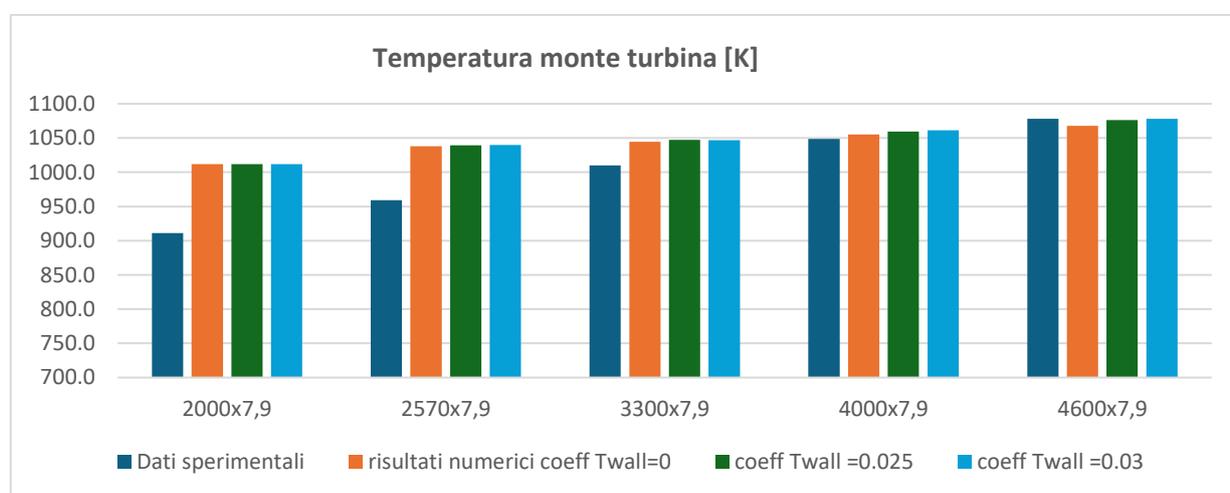


Figura 4.19 Temperatura monte turbina sweep velocità – effetto coefficiente c_{wall}

Dalla figura 4.19 si evince come la dipendenza della temperatura dei condotti di scarico genera effetti positivi soprattutto per il punto 4600x7.9. Per la natura della formula, e definito 2000x7.9 come punto di riferimento, la temperatura dei punti motore dello sweep di velocità aumenta, ma questo aumento è più marcato per i punti a regime più elevato, portando a valori prossimi a quelli sperimentali la temperatura monte turbina del punto 4600x7.9. I punti invece a regime più basso non sono particolarmente influenzati dalla variazione del coefficiente c_{wall} e questo è positivo poiché permette di rimanere a valori di temperatura interni all'intervallo di 30 ÷ 50 K imposto come obiettivo della calibrazione.

Per quanto riguarda lo sweep di carico invece, data la natura della formula (6), la temperatura monte turbina non è sensibile alla variazione del coefficiente c_{wall} poiché il peso che il contributo del carico ha nella formula (6) è di circa 2 ordini di grandezza inferiore rispetto al peso del contributo dato dalla dipendenza dal regime (il primo moltiplica il coefficiente c_{wall} per un fattore dell'ordine delle decine, il secondo dell'ordine delle migliaia). Anche in questa analisi si può notare un'anomalia dei punti a carico più basso, in particolare per il punto 2000x3 si vede dalla figura 4.19 come una variazione della temperatura di parete di circa 1 K porti ad una variazione della temperatura dei gas di 60K.

La calibrazione dei coefficienti c_{wall} , quindi, non porta a particolari miglioramenti nei risultati del modello ma rende questo più coerente dal punto di vista fisico, andando ad inserirvi una dipendenza della temperatura dei condotti da carico e regime.

4.4 Approfondimento punti operativi 2000x3 2000x6

Dalle analisi condotte fino ad ora si può notare come i punti 2000x3 e 2000x6 sono punti che mostrano alcune anomalie, punti motore dove le tendenze seguite dalle grandezze termodinamiche al variare dei coefficienti di calibrazione non seguono le tendenze mostrate dagli altri punti operativi.

Riassumendo le principali anomalie riscontrate per questi due punti si ha:

- l'inserimento del turbogruppo nel modello porta una differenza di temperatura monte turbina di circa 200K e 150K rispettivamente per i punti 2000x3 e 2000x6 (figura 4.11) ottenendo una temperatura monte turbina per il punto 2000x3 superiore a quella del punto 2000x14
- nell'analisi di influenza del MFPM, mentre tutti i punti operativi mostrano un andamento monotono decrescente della temperatura monte turbina all'aumentare del MFPM, i punti 2000x3 e 2000x6 mostrano invece un andamento oscillante, inoltre sempre in questa analisi, mentre in generale l'andamento del ciclo di pressione non risente sensibilmente della variazione di MFPM (figura 4.20 (a)) per i due punti in esame invece, si ha una variazione significativa (figura 4.20 (b))
- infine, nell'analisi di influenza del coefficiente c_{wall} si ha per il punto 2000x3 che una variazione della temperatura di parete di circa 1K genera una variazione della temperatura di ingresso turbina di circa 60K.

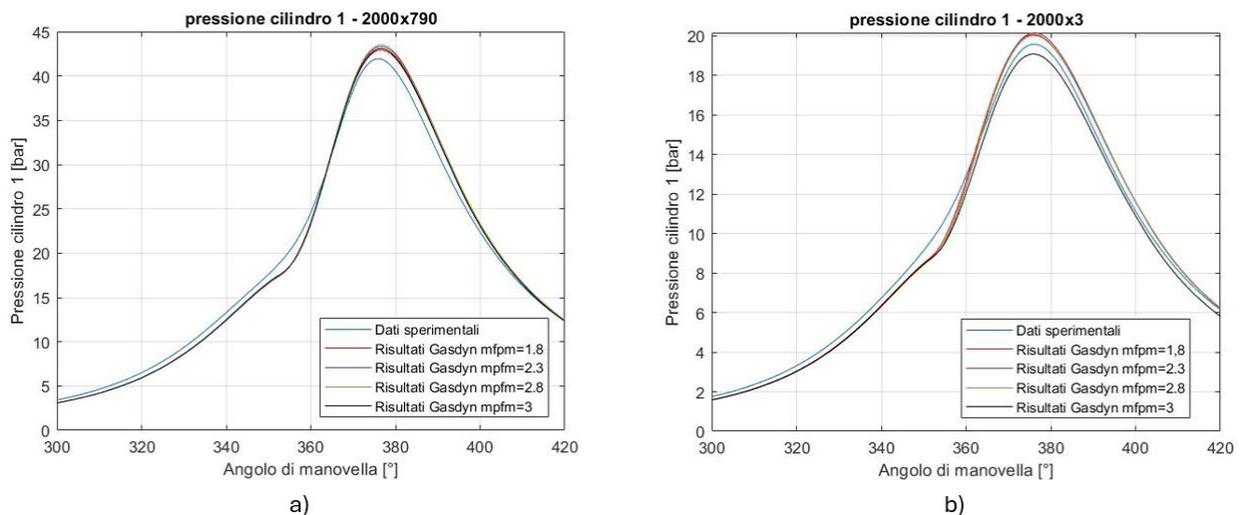


Figura 4.20 Ciclo di pressione – confronto MFPM
a) 2000x7.9 b) 2000x3

Una prima spiegazione a queste anomalie può essere attribuita proprio al turbogruppo; infatti, per i punti 2000x3 e 2000x6 il contributo del turbogruppo è praticamente nullo. Inoltre, il codice Gasdyn

per ricavare il punto di funzionamento della turbina, definisce un parametro di portata e un rapporto di espansione ogni 20° di angolo di manovella (punti rossi figura 4.12), e di questi 36 punti ne fa la media definendo il punto di funzionamento medio della turbina (punto blu figura 4.12). Nel caso 2000x3 come si può vedere dalla figura 4.12, alcuni di questi punti sono definiti al di fuori della curva caratteristica della turbina.

Un'altra spiegazione alle anomalie dei due punti motore in esame può essere riscontrata nelle basse portate di aria aspirate dal motore; essendo caratterizzate infatti da basse portate, una piccola variazione di portata a seguito della calibrazione può portare variazioni nei risultati finali più significative rispetto a quanto si riscontra per i punti a carico e regime più elevati, caratterizzati da portate maggiori. Questa anomalia è inoltre influenzata dal numero di cicli di simulazione; fino a questo punto la simulazione è stata eseguita selezionando l'opzione "accuracy limit". L'opzione "accuracy limit" interrompe la simulazione automaticamente quando viene raggiunta la convergenza e in particolare il codice la considera raggiunta quando la variazione tra due cicli consecutivi del valore di efficienza volumetrica e delle proprietà non stazionarie è inferiore al limite imposto dall'utente (nel caso del lavoro in esame, per entrambe le grandezze è stato scelto 2% come valore limite). Per punti operativi caratterizzati da basse portate le anomalie riscontrate soprattutto durante la fase di calibrazione del MFPM e del coefficiente c_{wall} possono essere ricondotte proprio all'approssimazione dovuta alla convergenza ottenuta con l'opzione accuracy limit.

Andando infatti ad analizzare l'andamento dell'apertura della valvola di wastegate, parametro di controllo del PID del turbogruppo, nel caso 2000x3 si nota come questo non assume un andamento asintotico e la pressione di boost non va a convergere sul parametro target.

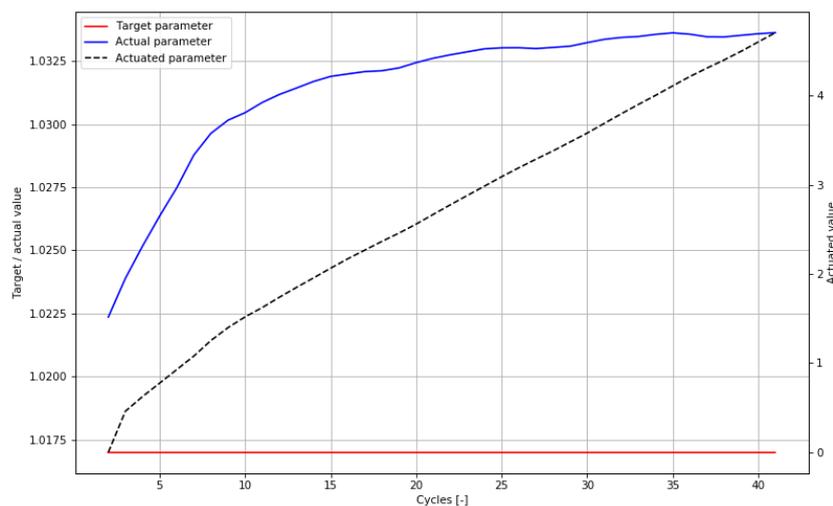


Figura 4.21 Andamento in funzione del numero di cicli di simulazione del grado di apertura della valvola di wastegate e della pressione di boost per il punto 2000x3

4.5 Analisi influenza numero di cicli di simulazione

È stata condotta un'analisi di influenza del numero di cicli di simulazione. La calibrazione è stata effettuata valutando i risultati ottenuti con “accuracy limit” selezionato (in questo caso i numeri di cicli di simulazione sono sempre inferiori a 100 per tutti i punti operativi), con numero di cicli imposto pari a 150 e 200.

Come illustrato dalla figura 4.22 e 4.23 per i punti a carico più elevato, caratterizzati da portate maggiori, non si hanno variazioni significative di pressione e temperatura, poiché già con i risultati ottenuti con “accuracy limit” si otteneva una convergenza migliore rispetto a quanto accadeva per i punti 2000x3 e 2000x6. Per questi ultimi due punti invece si vede come il valore di temperatura e pressione monte turbina varia al variare del numero di cicli di simulazione. Dalla figura 4.24 si nota come l'andamento del grado di apertura della valvola di wastegate migliora all'aumentare del numero di cicli e la pressione di mandata del compressore si avvicina al valore di target seppur non raggiunge un andamento asintotico.

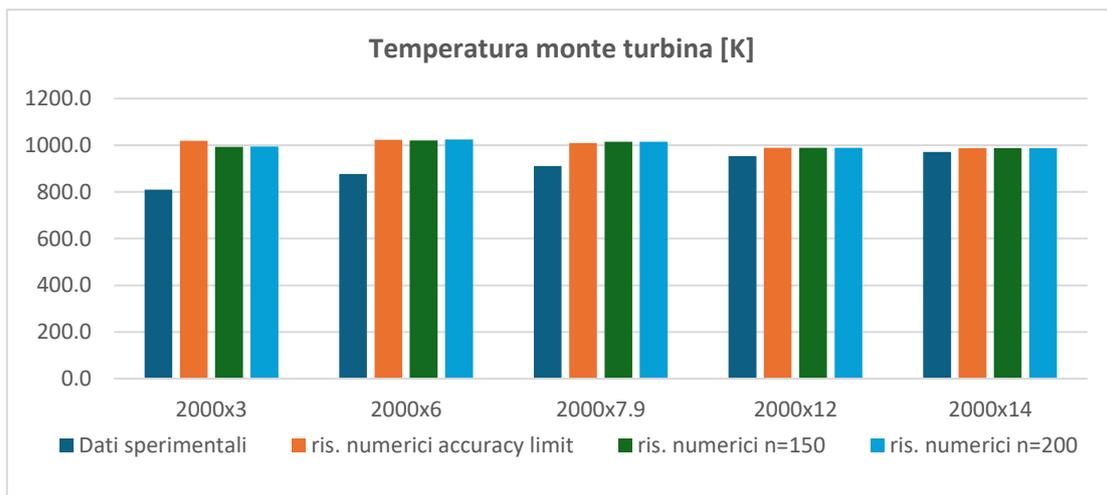


Figura 4.22 Temperatura monte turbina – effetto numero di cicli di simulazione (n)

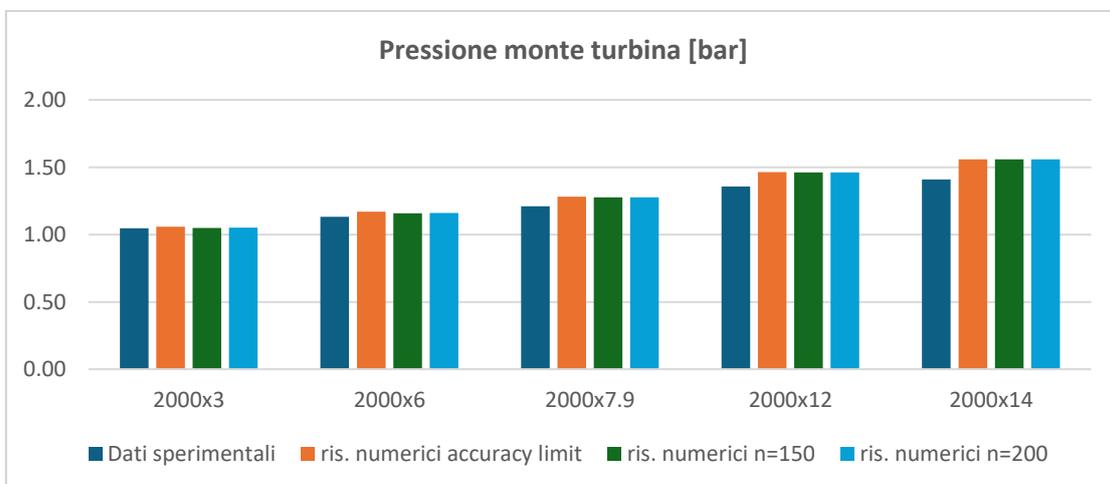


Figura 4.23 Pressione monte turbina – effetto numero di cicli di simulazione (n)

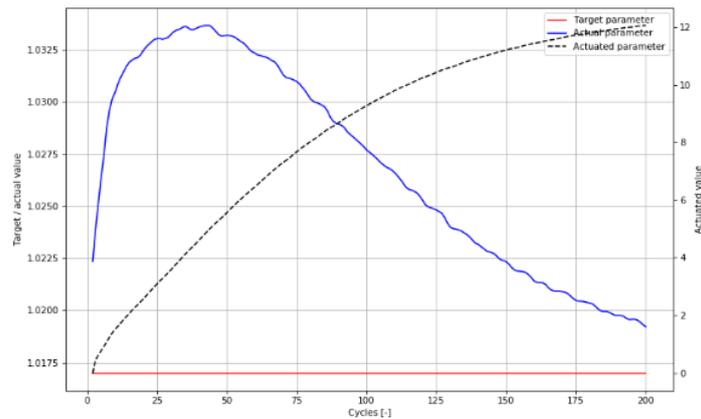


Figura 4.24 Andamento in funzione del numero di cicli di simulazione del grado di apertura della valvola di wastegate e della pressione di boost per il punto 2000x3

Quanto detto viene confermato anche valutando l'andamento del ciclo di pressione.

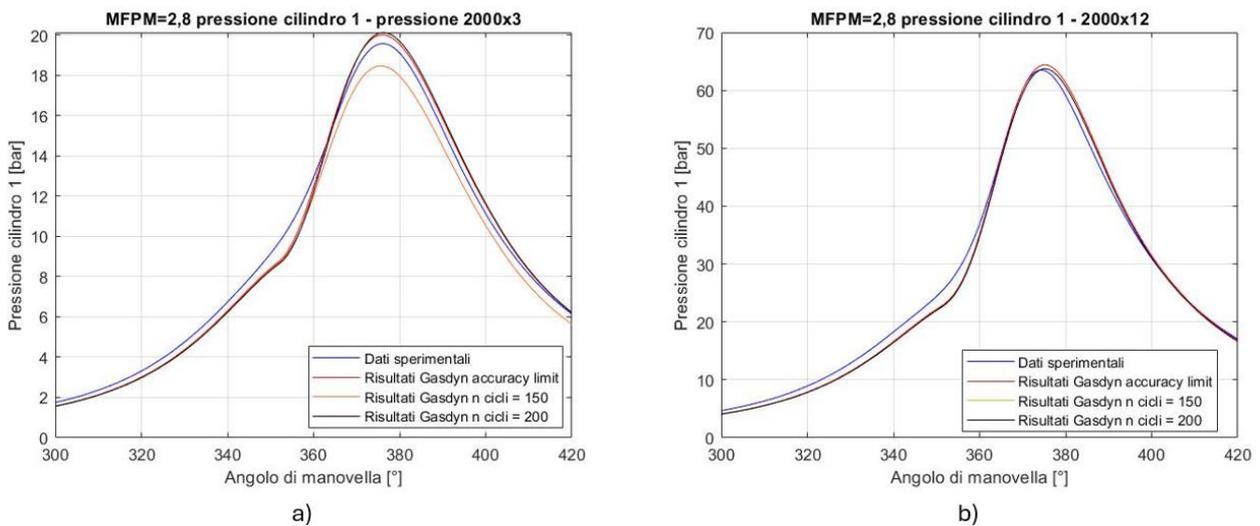


Figura 4.25 Andamento ciclo di pressione al variare del numero di cicli di simulazione a) 2000x3 b) 2000x12

Dalla figura 4.25 è riscontrabile come l'andamento del ciclo di pressione non sia influenzato dal numero di cicli di simulazione per il punto 2000x12, cosa diversa invece per il punto 2000x3.

Si è deciso pertanto di eliminare l'opzione accuracy limit e di imporre un numero di cicli di simulazione pari a 150, trovando un compromesso tra le tempistiche necessarie alla simulazione e l'accuratezza della convergenza.

Dalla figura 4.25 (a) si evince come per il punto 2000x3, con un numero di cicli simulato pari a 150, ha un ciclo di pressione significativamente più basso rispetto agli altri casi. Questo è dovuto al fatto che nel modello è presente un controllore PID che regola il turbogruppo e un controllore PID "interno" che regola l'iniettore. Questo secondo PID, che non è accessibile all'utente, controlla la portata di combustibile da iniettare in funzione della portata di aria. I due PID non comunicano tra di loro e questo, soprattutto per basse portate, può portare a delle anomalie. Tali anomalie sono

riconducibili ai transitori dovuti all'interazione tra i due PID; se infatti si analizzano gli andamenti dei cicli di pressione che si ottengono con numero di cicli simulati inferiore (figura 4.26) si può notare come per la maggior parte dei cicli si ottengono degli andamenti di pressione confrontabili ad eccezione dei cicli 147 e 150.

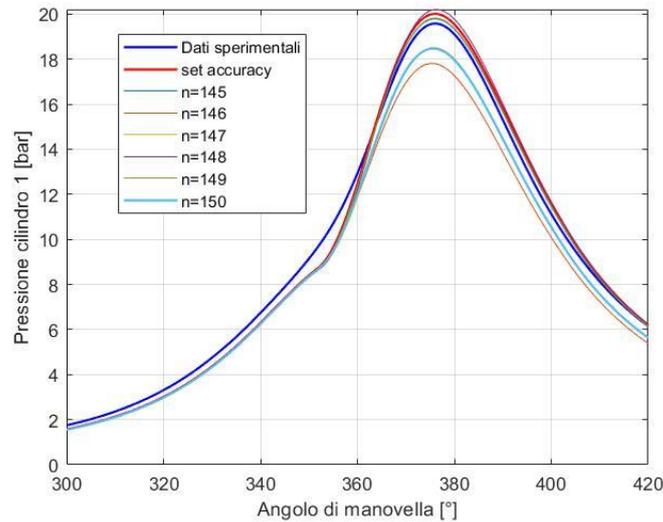


Figura 4.26 Andamento del ciclo di pressione al variare del numero di cicli di simulazione per il punto 2000x3

I risultati quindi che si ottengono in figura 4.25 (a) sono dovuti proprio al fatto che si sta considerando un ciclo specifico durante un transitorio. In un'analisi sperimentale condotta su un motore reale però si considera sempre un ciclo di pressione mediato su tutti i cicli misurati, quindi questo risultato non deve sorprendere.

In generale quindi si è deciso di adottare un numero di cicli imposto e pari a 150, e di non considerare e i punti 2000x3 e 2000x6 nella fase di calibrazione del modello predittivo di combustione a causa dell'elevata instabilità dei risultati.

4.6 Risultati calibrazione

I parametri finali di calibrazione sono riassunti in tabella 4.1

Tabella 4.1 parametri calibrazione finale modello Wiebe

Parametri di calibrazione	
F pulse	1
MFPM	2.8
Numero cicli simulazione	150
$c_{wall_{speed}}$	0.03 [k/rpm]

Dall'analisi della temperatura monte turbina per i due sweep riportata nella Tabelle A.2 e A.5 in appendice, si evince che la differenza tra i dati numerici e quelli sperimentali diminuisce all'aumentare del carico e del numero di giri.

Tale risultato conferma il raggiungimento dell'obiettivo di calibrazione della temperatura monte turbina, che era quello di ottenere una differenza inferiore a 50 K tra caso sperimentale e caso numerico per i punti di maggiore rilevanza del turbogruppo, ovvero quelli a carico e regime più elevati a discapito dei punti di minore rilevanza del turbogruppo.

L'analisi della pressione all'ingresso della turbina, riportata nelle Tabelle A.3 e A.6 in appendice, evidenzia un aumento dell'errore tra i dati sperimentali e quelli numerici all'aumentare del carico e del regime.

In particolare, l'errore massimo è del 10.6% nel caso dello sweep di carico e del 11.6% nel caso di sweep di velocità.

Nonostante l'aumento dell'errore con il carico e il regime, tali valori sono stati considerati accettabili e pertanto la pressione all'ingresso della turbina si considera calibrata.

L'analisi degli andamenti del ciclo di pressione in camera di combustione per i due sweep, riportati nelle Figure A.1 e A.2 in appendice, evidenzia una buona aderenza tra i risultati sperimentali e quelli numerici.

In particolare, per lo sweep di velocità si osserva che all'aumentare del numero di giri il ciclo numerico tende a sovrastimare quello sperimentale.

Tale discrepanza può essere attribuita in parte ad uno scambio termico non opportunamente calibrato tra gas in camera di combustione e pareti del cilindro.

5 Sweep di anticipo di accensione

5.1 Calibrazione modello senza turbograppo

L'analisi è stata estesa a quattordici punti operativi, includendo cinque ulteriori punti per la validazione della calibrazione del modello ottenuto. I punti aggiunti sono: 3000x8, SA=19; 3000x8, SA=23; 3000x8, SA=27; 3000x8, SA=31; 3000x8, SA=35.

In prima battuta, si è proceduto alla calibrazione del modello senza turbograppo, al fine di ottimizzare i parametri di combustione simulata sempre con il modello di combustione predittiva di Wiebe e l'angolo di apertura della valvola a farfalla, ponendo come obiettivo della calibrazione, come fatto per gli sweep precedentemente discussi, la portata di aria aspirata.

I risultati di questa prima calibrazione sono riassunti in tabella 5.1 e 5.2

Tabella 5.1 Risultati calibrazione combustione modello di Wiebe

SWEEP ANTICIPO DI ACCENSIONE					
	3000x8 SA=-19	3000x8 SA=-23	3000x8 SA=-27	3000x8 SA=-31	3000x8 SA=-35
MFB _{50, atdc} [°]	14.6	10.6	6.4	3.1	-2
MFB ₁₀₋₉₀ [°]	21.9	21.7	20.7	19.4	18.7
a	6.908				
m	1.22				

Tabella 5.2 Risultati calibrazione grado di apertura valvola a farfalla modello di Wiebe

SWEEP ANTICIPO DI ACCENSIONE					
	3000x8 SA=-19	3000x8 SA=-23	3000x8 SA=-27	3000x8 SA=-31	3000x8 SA=- 35
Ψ [°]	20				
Errore portata	0.74%	0.29%	0.82%	0.69%	0.55%
Errore pressione	17.37%	-17.35%	-17.28%	-17.51%	-17.54%

Come illustrato nella tabella 5.1, lo sweep di anticipo di accensione si traduce, con un modello di combustione come quello di Wiebe, in uno sweep di MFB50.

Per quanto riguarda invece la calibrazione del grado di apertura della valvola a farfalla, come nei due sweep precedenti, anche in questo caso si nota che c'è un trade-off tra portata aspirata e pressione nel collettore di aspirazione. Calibrando il modello ponendo come obiettivo la portata d'aria aspirata, si nota come anche in questo caso l'errore sulla pressione è nell'intorno di -17%.

Dalla figura 5.1 si evidenzia una buona aderenza tra i risultati sperimentali e i risultati numerici; invece, dalla figura 5.2 si nota come al variare dell'MFB50 viene rispettata la tendenza mostrata dai cicli di pressione sperimentali al variare dell'anticipo di accensione.

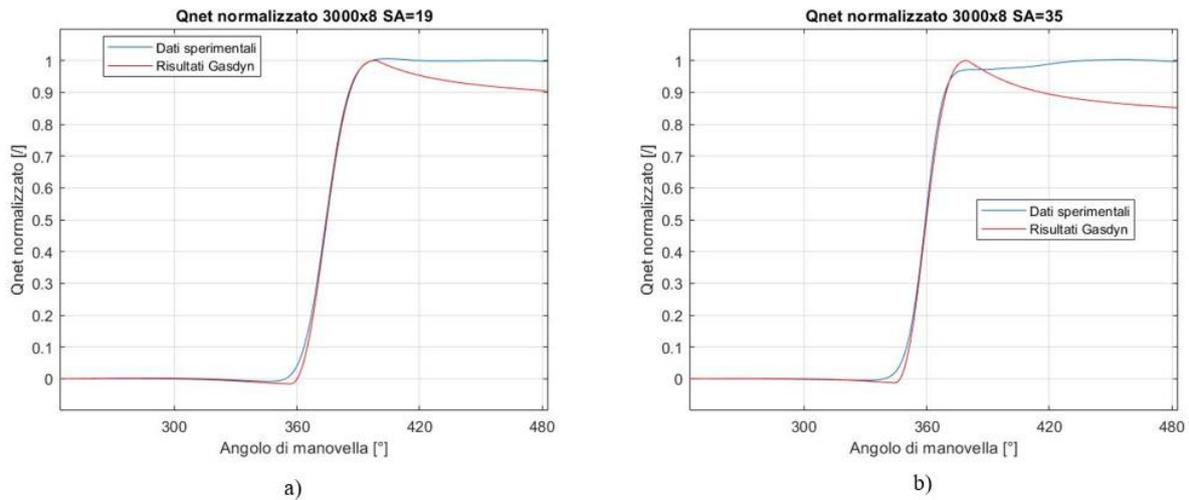


Figura 5.1 Andamento di Q_{net} normalizzato per il punto ad anticipo minore (a) e per il punto ad anticipo maggiore (b)

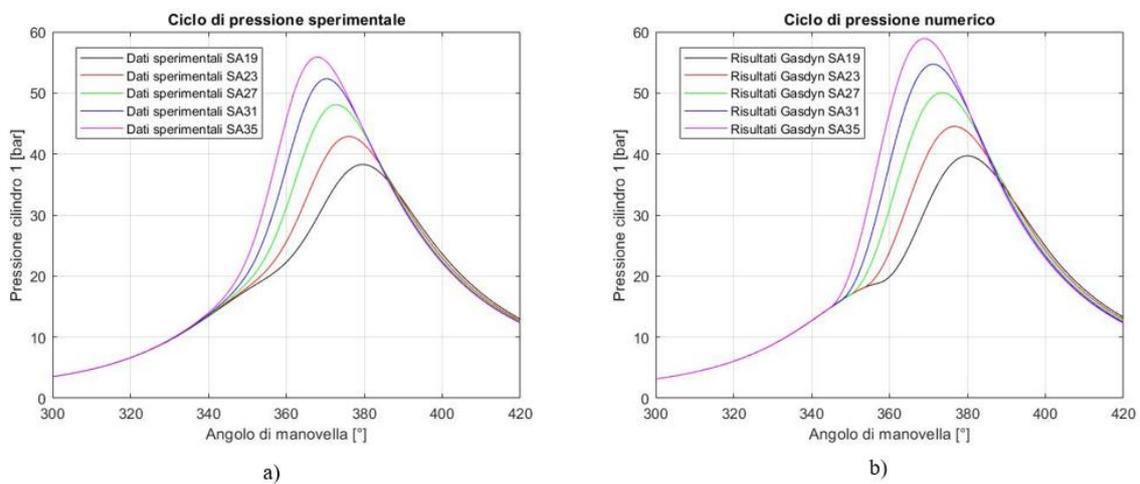
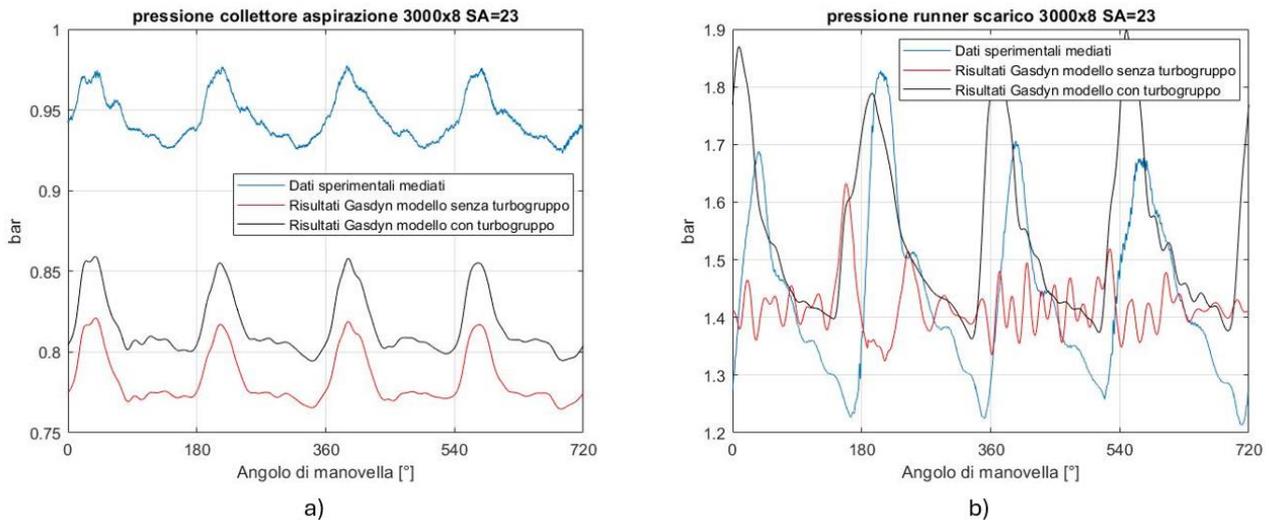


Figura 5.2 Andamento del ciclo di pressione al variare dell'anticipo di accensione. a) caso sperimentale b) caso numerico

5.2 Validazione modello con turbogruppo

Dopo aver calibrato la combustione e l'angolo di apertura della valvola a farfalla, si è passati al modello con turbogruppo. A differenza degli sweep precedenti, in cui sono stati condotti studi di influenza di diversi coefficienti, per lo sweep di anticipo di accensione si è utilizzato il modello calibrato con i risultati delle analisi precedenti e si sono analizzati i risultati.

Come si può vedere da tabella A.7 in appendice l'introduzione del turbogruppo, oltre a non influire in modo significativo sulla portata di aria aspirata, migliora la pressione nel collettore di aspirazione, riducendone l'errore percentuale.



*Figura 5.3 andamento istantaneo pressione 3000x8 SA=-23
 a) collettore aspirazione b) runner scarico*

Dalla figura 5.3 si evince inoltre come l'andamento di pressione nel collettore di aspirazione e nel runner di scarico bene approssima i risultati sperimentali. In particolare, il grafico 5.3 (a) evidenzia come l'introduzione del turbogruppo riduce l'errore della pressione nel collettore di aspirazione mentre il grafico 5.3 (b) invece dimostra che l'introduzione del turbogruppo migliora la dinamica del fluido mostrando un risultato piuttosto aderente ai dati sperimentali.

Analizzando invece l'andamento di pressione e temperatura monte turbina si ottengono risultati che bene approssimano i risultati sperimentali, in particolare la temperatura monte turbina rientra nel range $30 \div 50$ K dovuto alla sottostima delle termocoppie e la pressione monte turbina presenta un errore tra risultato numerico e dato sperimentale di circa 9%, errore che rimane circa costante all'aumentare dell'anticipo di accensione.

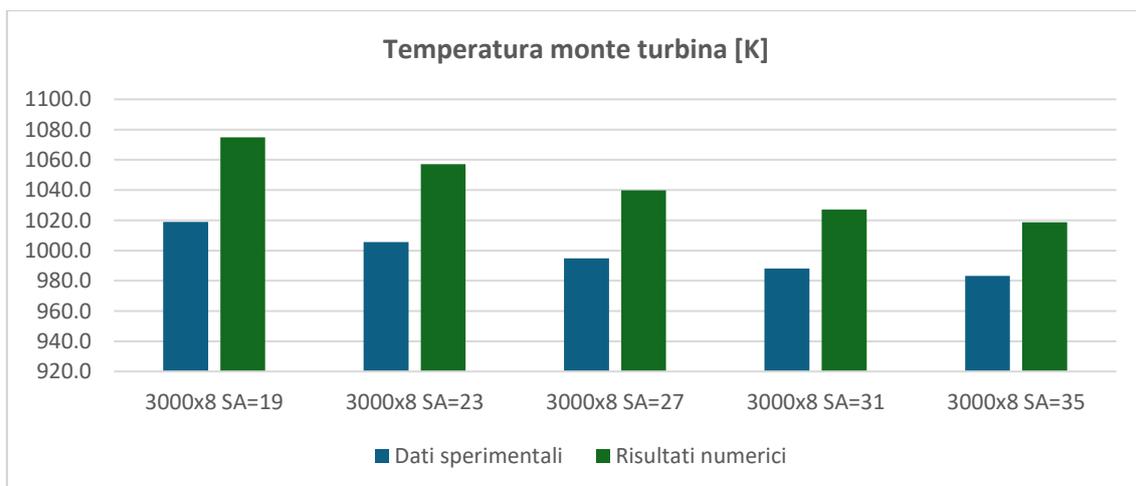


Figura 5.4 Temperatura monte turbina sweep SA

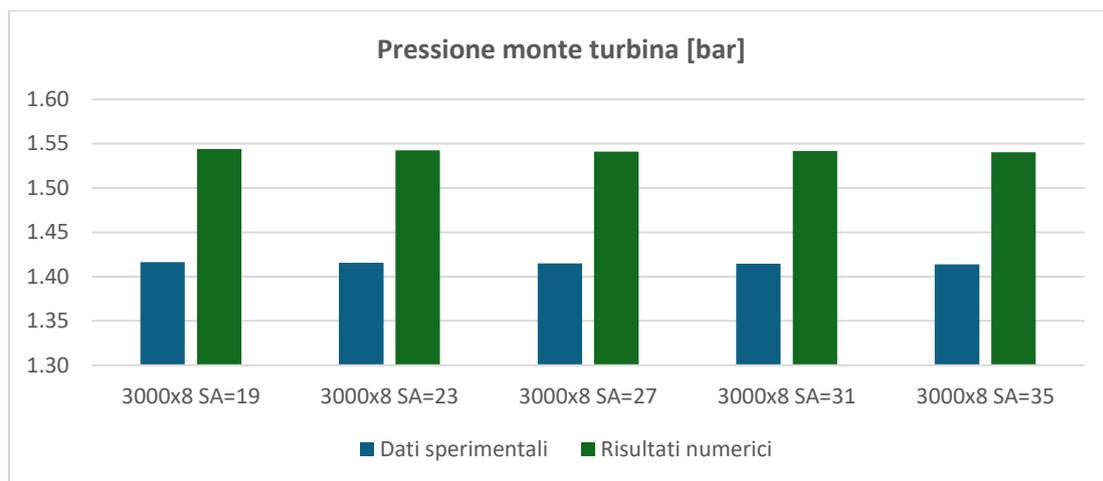


Figura 5.5 Pressione monte turbina sweep SA

L'analisi sullo sweep di anticipo di accensione è una prova di quanto il modello risultai calibrato, non necessitando di ulteriori modifiche alla calibrazione.

6 Modello di combustione predittivo

La calibrazione condotta finora si basa sul modello di combustione di Wiebe, il quale impone l'andamento della frazione di massa bruciata x_b .

La fase successiva della calibrazione è la fase di calibrazione di un modello predittivo di combustione. Come anticipato nel paragrafo 3.1, in un approccio di tipo predittivo, il modello di combustione è necessario per definire l'andamento della frazione di massa bruciata x_b . Più precisamente il modello di combustione predittivo permette di definire la velocità di combustione turbolenta e da questa grandezza è possibile ricavare l'andamento della frazione di massa bruciata x_b .

Il codice Gasdyn utilizza come modello di combustione predittiva il modello quasi-dimensionale di Zimont [9]. Questo modello, considerato semplice, robusto e in grado di prevedere molti fenomeni osservati sperimentalmente, permette di definire la velocità di combustione turbolenta w_{tc} in funzione della velocità laminare di combustione w_{lc} . Il modello tiene conto del fatto che la turbolenza sviluppata in camera corruga il fronte di fiamma aumentandone l'area superficiale e di conseguenza aumenta la velocità di combustione. La correlazione che definisce la velocità di combustione turbolenta in funzione della velocità laminare di combustione è la seguente:

$$w_{tc} = C_z * u'^{3/4} * l_I^{1/4} * w_{lc}^{1/2} * \chi_m^{-1/4}$$

Dove: $C_z=0,7$, u' ed l_I rispettivamente scala di velocità e di lunghezza integrale (legata ai vortici più grandi), χ_m diffusività termica della miscela incombusta

I parametri di calibrazione del modello predittivo di combustione sono i seguenti:

- Delay time [ms]: è un ritardo aggiuntivo tra la fasatura di accensione e il SOC. Il valore imposto dall'utente va a sommarsi a un ritardo di default tra fasatura di accensione e SOC già presente nel codice Gasdyn.
- X_b : è il valore di soglia della frazione di massa bruciata (x_b) che indica il passaggio dalla fase di combustione turbolenta completamente sviluppata alla fase di burn-out.
- Spark advance [deg. aTDC]: dato sperimentale, indica l'anticipo di accensione.
- CL: è un parametro di calibrazione della scala di lunghezza integrale, e tiene conto che questa varia al variare della velocità di rotazione del motore. Gasdyn definisce questo parametro mediante tre coefficienti di calibrazione: CL_α , CL_β , CL_γ .
- $C\beta$: coefficiente di calibrazione legato alla produzione di energia cinetica turbolenta.

Tra i diversi parametri di calibrazione, l'unico parametro che può essere calibrato in funzione di regime o carico è il CL, che è definito in funzione della velocità di rotazione del motore. Per questo motivo si è deciso di calibrare il modello predittivo di combustione con i punti operativi dello sweep di velocità ed usare lo sweep di carico e lo sweep di anticipo di accensione per validare la calibrazione.

Per calibrare il modello di combustione predittivo inizialmente sono state condotte le analisi di influenza del CL e del x_b di soglia, successivamente è stato analizzato l'effetto del delay time ed infine dopo una serie di tentativi con correzioni successive si è arrivati alla calibrazione finale. Bisogna tener presente che i risultati finali sono stati ottenuti calibrando solamente i coefficienti appena descritti. Tutto ciò che è al di fuori del cilindro non è stato modificato.

6.1 Analisi di influenza CL

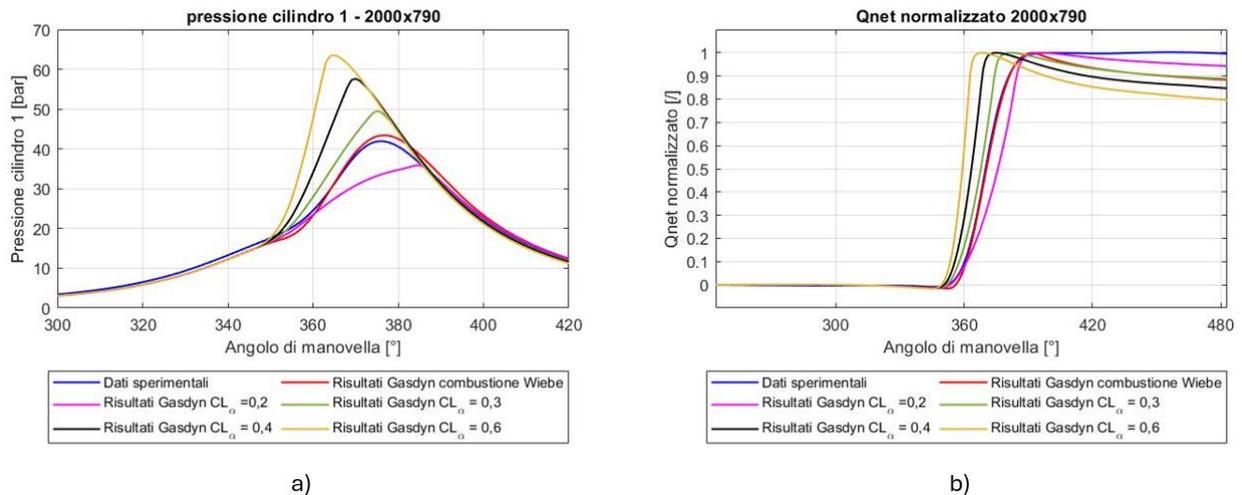


Figura 6.1 analisi influenza CL punto 2000x7.9
a) ciclo di pressione b) andamento di Q_{net} normalizzato

Come illustrato dal grafico della figura 6.1 (b), all'aumentare del CL aumenta la pendenza dell'andamento di Q_{net} normalizzato ovvero aumenta la velocità di combustione in camera. Dal grafico della figura 6.1 (a) si evince come all'aumentare del CL la pressione in camera di combustione aumenta più rapidamente e si raggiungono in camera valori di pressione massima più elevati. Il parametro di calibrazione CL è quindi legato alla velocità di combustione.

6.2 Analisi influenza x_b di soglia

L'analisi descritta è stata condotta con un x_b di soglia pari a 0,75, il valore di default fornito dal manuale Gasdyn. Analizzando l'andamento di frazione di massa bruciata sperimentale, la velocità di combustione inizia a rallentare all'incirca ad un x_b pari a 0,5, si può notare che la pendenza della frazione di massa bruciata cambia. Data anche la forma dei cicli di pressione numerici che si ottengono con x_b di soglia pari a 0,75 è stata condotta un'analisi di influenza di x_b di soglia.

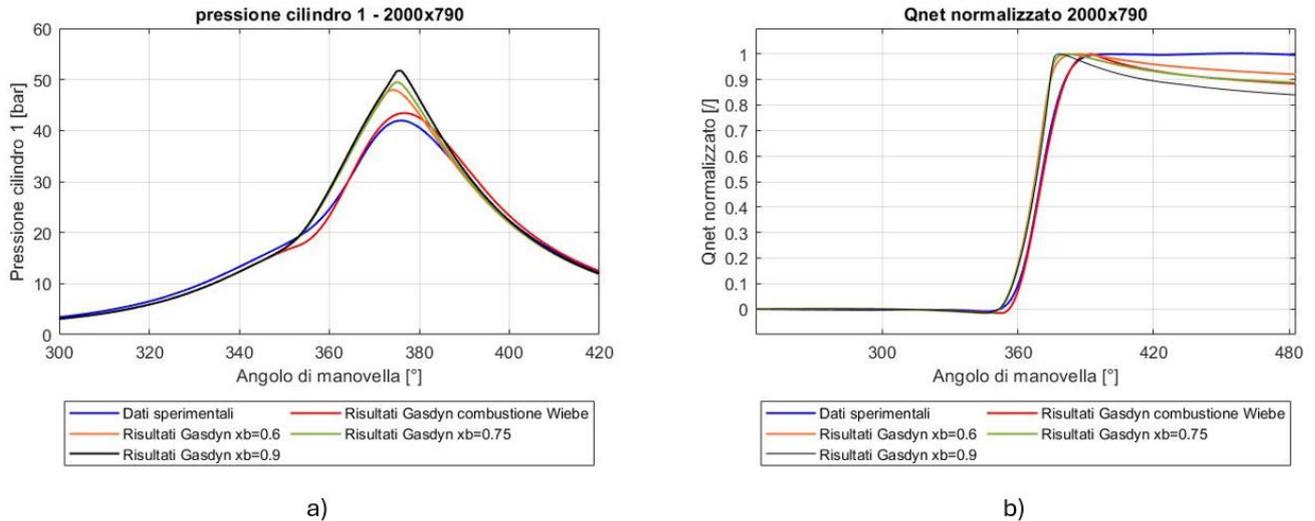


Figura 6.2 Analisi influenza x_b di soglia 2000x7.9
a) ciclo di pressione b) Q_{net} normalizzato

Dal grafico della figura 6.2 (b) si evince come al variare di x_b di soglia le tre curve numeriche sono sovrapposte ad accensione dell'ultima fase di combustione, discorso analogo per il ciclo di pressione. Riducendo x_b , si osserva dal ciclo di pressione una diminuzione della pressione massima. Questo perché la fase di burn-out di combustione inizia anticipatamente e l'andamento numerico si avvicina maggiormente a quello sperimentale.

6.3 Calibrazione modello predittivo di combustione

Ci si è quindi concentrati sulla calibrazione dei parametri del modello predittivo di combustione. Una prima valutazione è stata condotta sul delay time, confrontando i risultati ottenuti con un delay time pari a 0 ms e pari a 0.14 ms.

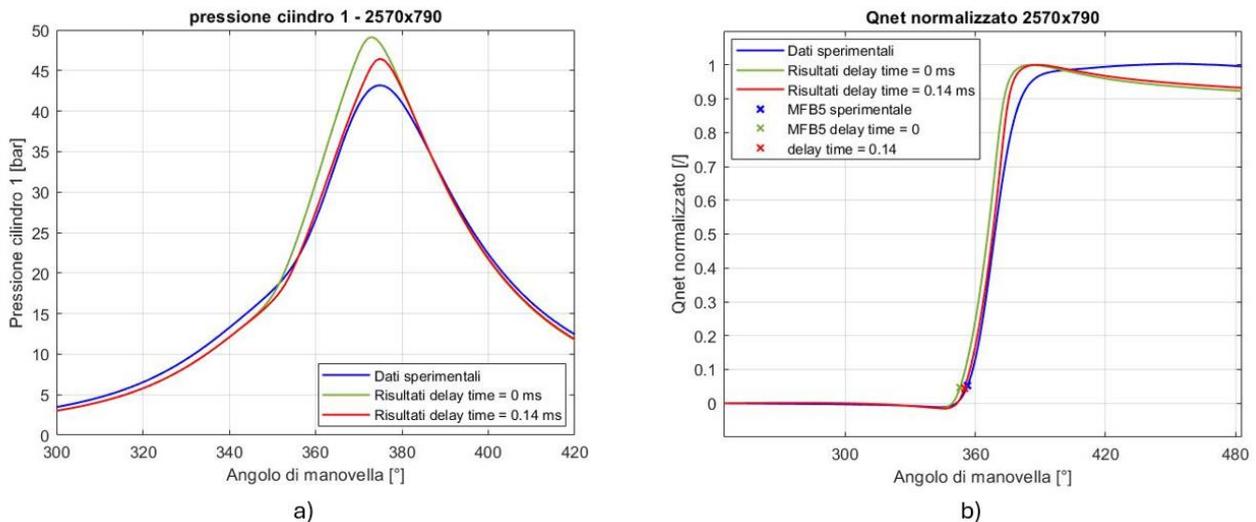


Figura 6.3 Influenza del delay time 2570x7.9
a) Ciclo di pressione b) Q_{net} normalizzato

Il delay time è il ritardo tra la fasatura di accensione e il SOC. Il SOC è stato definito come il valore di θ a cui corrisponde il 5% della frazione di massa bruciata, aumentare il delay time vuol dire far iniziare la combustione con un ritardo maggiore e questo implica a parità di CL una velocità di combustione turbolenta più lenta. Dal grafico della figura 6.3 (a) si evince come per delay time maggiore, la curva numerica si sposti verso destra ottenendo un andamento della frazione di massa bruciata che approssima bene quello sperimentale. Nel grafico in figura 6.3 (b) è evidente come la curva con delay time maggiore, oltre a spostarsi verso destra, raggiunge una pressione massima inferiore.

Valutato l'effetto del delay time si è passati a calibrare i coefficienti CL_α , CL_β , CL_γ .

Inizialmente sono stati valutati i risultati ottenuti ponendo un delay time = 0.14 ms e un $CL_\alpha = 0.3$ con $CL_\beta = 0$, $CL_\gamma = 0$ ottenendo $CL = 0.3$ costante al variare della velocità di rotazione del motore. Analizzando l'andamento in rosso del grafico della figura 6.5 (a) e 6.5 (b) i risultati numerici approssimano bene i risultati sperimentali, analizzando invece gli andamenti in rosso del grafico della figura 6.6 (a) e 6.6 (b) si vede invece come il Q_{net} normalizzato nella fase centrale di combustione abbia una pendenza inferiore a quella sperimentale, dal ciclo di pressione, infatti, si nota come la pressione aumenti più lentamente rispetto a quanto avvenga nel caso sperimentale e si arrivi ad un valore di pressione massima inferiore. È necessario quindi avere dei valori di CL che crescano con il regime.

Come anticipato CL è definito dai coefficienti CL_α , CL_β , CL_γ . La calibrazione dei tre coefficienti fornisce una dipendenza del CL dai regimi di tipo lineare come quella mostrata in figura 6.4, con CL_β che definisce la pendenza della retta.

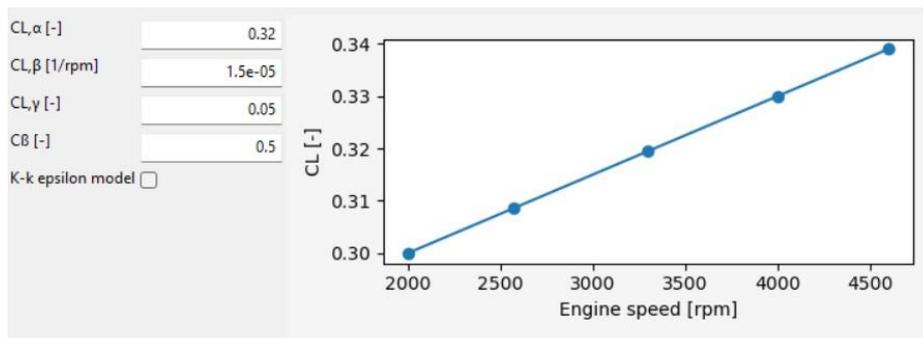
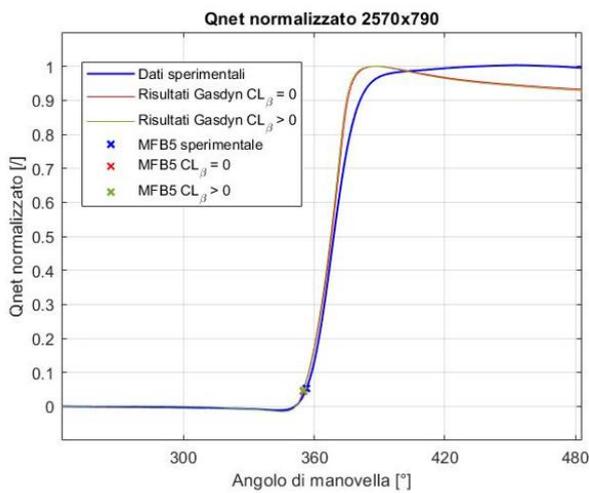
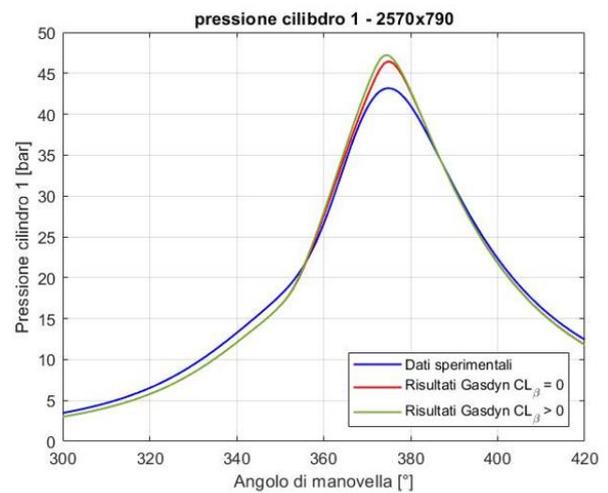


Figura 6.4 Dipendenza del CL dalla velocità di rotazione del motore



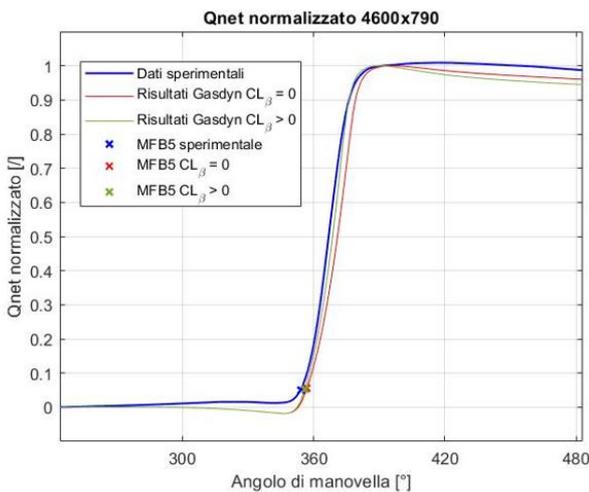
a)



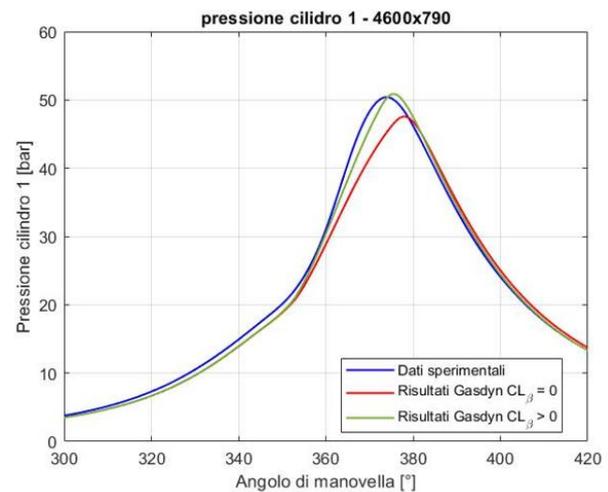
b)

Figura 6.5 Effetto del CL_{β} 2570x7.9

a) Q_{net} normalizzato b) ciclo di pressione



a)



b)

Figura 6.6 Effetto del CL_{β} 4600x7.9

a) Q_{net} normalizzato b) ciclo di pressione

Definendo CL con i coefficienti di calibrazione mostrati nel grafico della figura 6.4 si ottiene una calibrazione del modello predittivo di combustione che migliora i risultati numerici significativamente soprattutto nei punti a regime più elevato. Come mostrato nel grafico della figura 6.6 (a) la pendenza di Q_{net} normalizzato aumenta rispetto al caso con $CL_{\beta}=0$ e questo è dovuto al fatto che con la nuova calibrazione per il punto 4600x7.9 il valore di CL passa da 0.3 a 0.34, quindi aumenta la velocità di combustione. Guardando il ciclo di pressione nel grafico della figura 6.6 (b) la pressione aumenta più rapidamente in camera e si raggiunge un valore di pressione massimo prossimo a quello sperimentale.

Un effetto benefico della calibrazione si nota anche per i punti a regime inferiore, per esempio, il punto 2570x7.9 (curve di colore verde nel grafico della figura 6.5). In questo caso però l'effetto della calibrazione è meno significativo perché si passa da un $CL = 0.3$ ad un $CL=0.31$. Nel grafico della figura 6.5 (b), infatti, si ha che la pressione in camera di combustione aumenta più rapidamente rispetto alla precedente calibrazione e si raggiunge una pressione massima più elevata ma con variazioni meno significative rispetto al punto 4600x7.9.

Dopo una serie di tentativi si è ottenuta una calibrazione del modello predittivo di combustione con i valori indicati in tabella 6.1 e una conseguente dipendenza del CL dalla velocità di rotazione del motore rappresentata nel grafico della figura 6.7:

Tabella 6.1 parametri di calibrazione del modello predittivo di combustione

Parametri di calibrazione	
Delay time	0.2
Xb	0.5
CL_{α}	0.34
CL_{β}	$3.5 * 10^{-5}$
CL_{γ}	0.106
$C\beta$	0.5

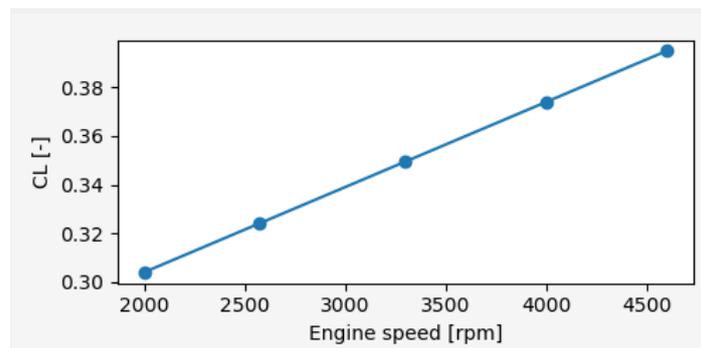


Figura 6.7 Andamento CL in funzione della velocità di rotazione del motore

Il grafico della figura 6.8 mostra il confronto tra l'andamento sperimentale e gli andamenti numerici ottenuti con il modello di combustione di Wiebe e l'andamento ottenuto con il modello di combustione predittivo.

Dall'andamento del ciclo di pressione, si può notare come nella fase di compressione gli andamenti numerici siano sovrapposti, poiché non influenzati dal modello di combustione, e sottostimino l'andamento sperimentale a causa dell'errore sulla pressione nel collettore di aspirazione.

Il primo miglioramento che si ha con la combustione con modello predittivo è sulla fase di espansione del SOC. Si può notare dal ciclo di pressione, infatti, che per il caso predittivo la combustione inizia in anticipo rispetto al modello con Wiebe, ottenendo un θ_{pmax} prossimo a quello sperimentale. Anche nella fase di espansione si osserva un miglioramento, ottenendo con il nuovo modello di combustione un andamento che si avvicina a quello sperimentale, fino a sovrapporsi. Dall'andamento del Q_{net} si può vedere inoltre come nella fase finale di combustione l'energia rilasciata dalla combustione è prossima

a quella sperimentale, migliorando i risultati ottenuti con Wiebe, e questa tende a rimanere quasi costante a causa di uno scambio termico più equilibrato tra pareti e gas.

Dall'analisi dei grafici in Appendice A.2.1, tutti i punti che definiscono lo sweep di velocità mostrano un miglioramento rispetto ai risultati ottenuti con Wiebe.

Considerando invece la temperatura e la pressione monte turbina, non si notano variazioni significative rispetto ai risultati ottenuti con il modello di Wiebe.

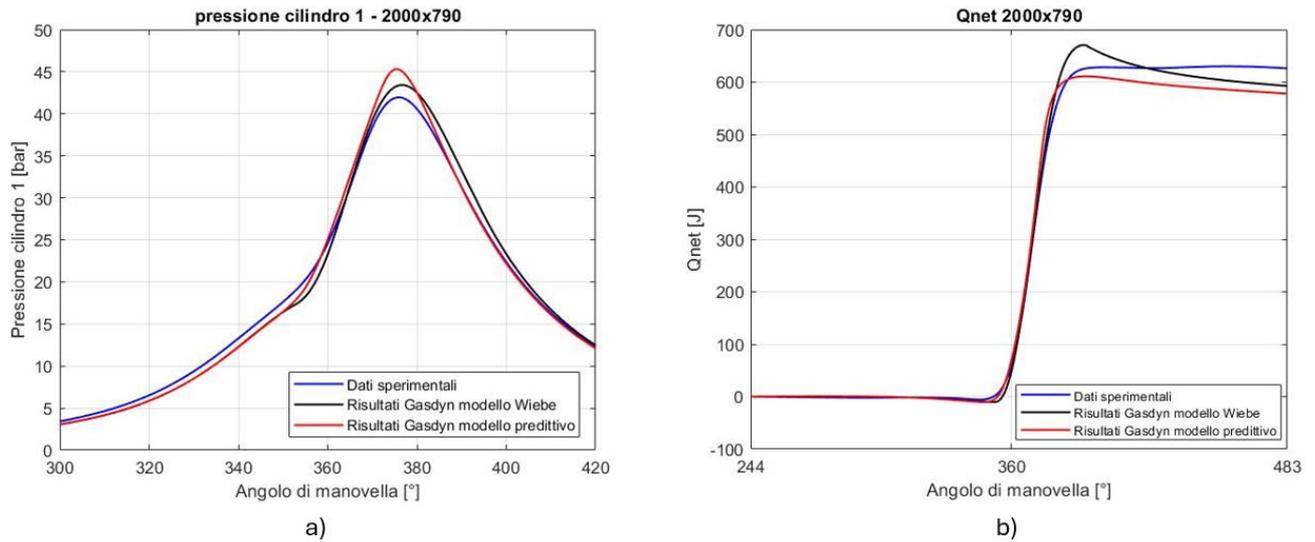


Figura 6.8 Confronto dati sperimentali, risultati numerici con modello di combustione di Wiebe e risultati numerici con modello di combustione predittivo.
a) ciclo di pressione b) Q_{net}

Calibrato il modello di combustione predittivo sullo sweep di velocità, si possono analizzare i risultati ottenuti con la stessa calibrazione per gli sweep di carico e di anticipo di accensione.

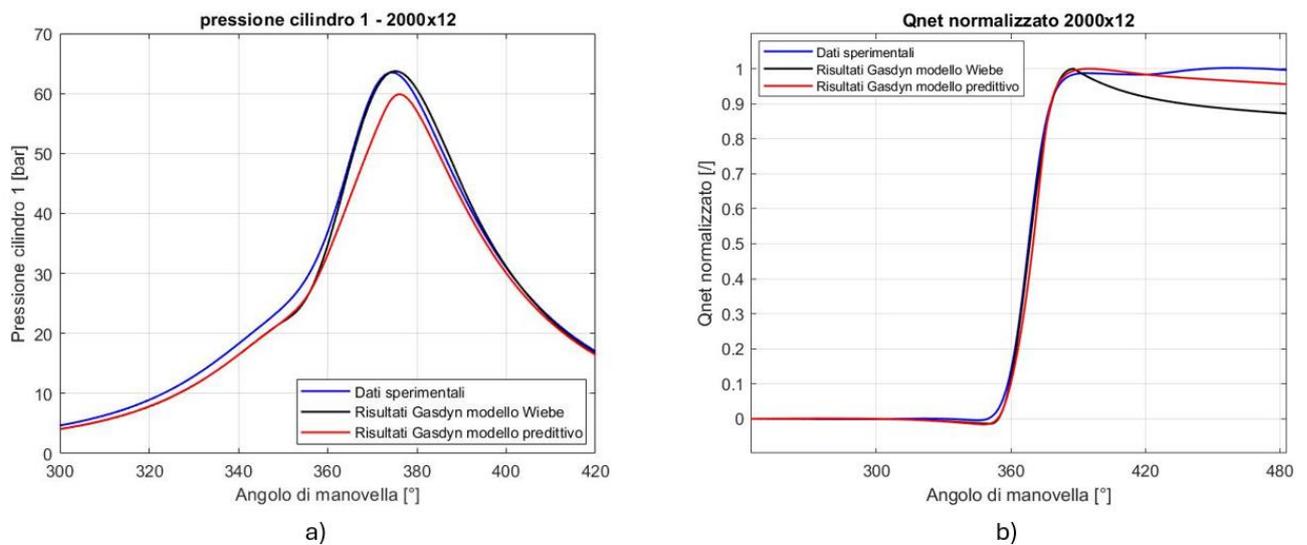


Figura 6.9 confronto dati sperimentali, risultati numerici con modello di combustione di Wiebe e risultati numerici con modello di combustione predittivo.
a) ciclo di pressione b) Q_{net} normalizzato

Come anticipato nel paragrafo 4.4 i punti operativi 2000x3 e 2000x6 non vengono considerati nell'analisi del modello predittivo di combustione. I punti operativi 2000x12 e 2000x14 risultano avere una combustione leggermente in ritardo rispetto a quella sperimentale (figura 6.9). In particolare, la combustione inizia con un ritardo di circa 2° , questo fa sì che la fase di combustione turbolenta completamente sviluppata, sia più lenta rispetto a quella sperimentale, ottenendo un ciclo di pressione che sottostima l'andamento reale.

Un discorso analogo può essere fatto per lo sweep di anticipo di accensione.

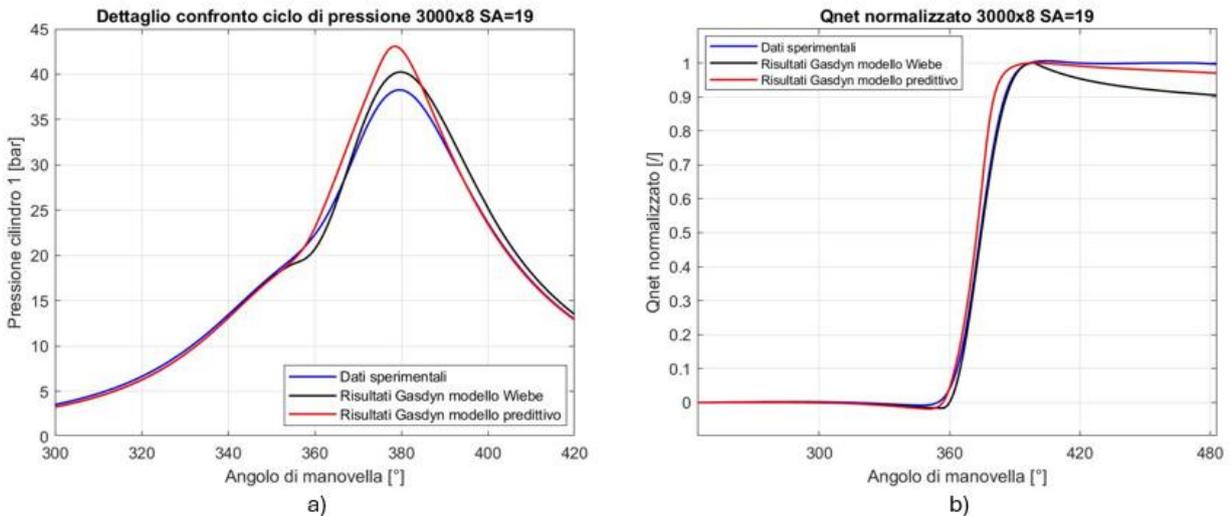


Figura 6.10 confronto tra dati sperimentali, risultati numerici modello Wiebe e risultati numerici modello predittivo. SA=19
a) ciclo di pressione b) Q_{net} normalizzato

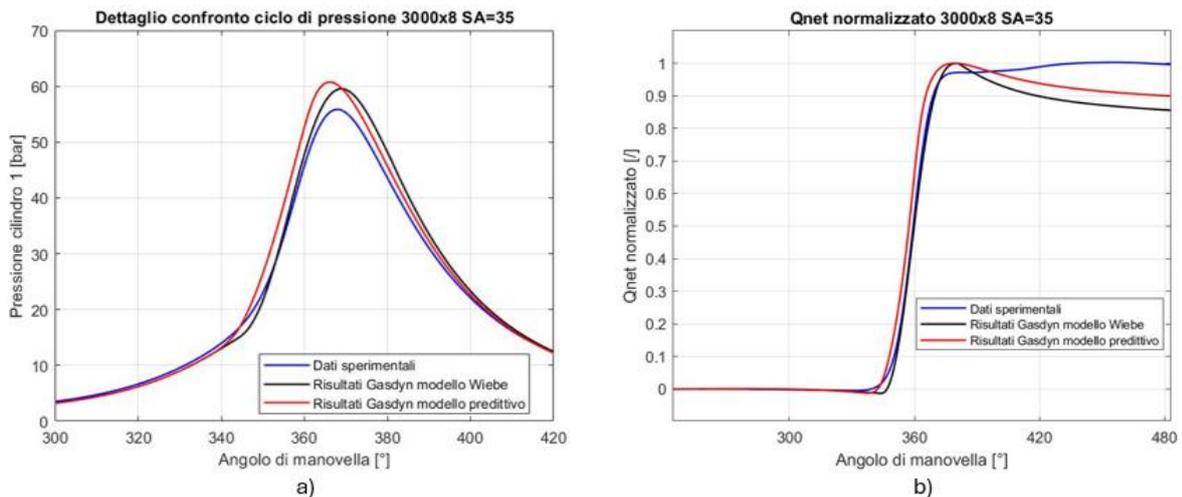


Figura 6.11 confronto tra dati sperimentali, risultati numerici modello Wiebe e risultati numerici modello predittivo. SA=35 a) ciclo di pressione b) Q_{net} normalizzato

I punti operativi dello sweep di anticipo di accensione mostrano una combustione che avviene sempre in anticipo rispetto al caso sperimentale e in particolare all'aumentare dell'anticipo di accensione aumenta l'anticipo tra la combustione numerica e la combustione sperimentale, come illustrato nei

grafici riportati in appendice A.2.3. I punti ad anticipo di accensione minore mostrano un MFB5 prossimo a quello sperimentale ma una fase centrale della combustione più rapida e quindi in anticipo rispetto quella sperimentale. I punti ad anticipo di accensione maggiore invece mostrano già una MFB5 in anticipo rispetto quello sperimentale e di conseguenza una combustione più rapida. Il risultato generale è che la fase centrale di combustione sia più veloce e di conseguenza si abbia in camera un aumento di pressione più rapido quindi pressioni massime maggiori.

Dall'analisi dei grafici in Appendice A.2.3 si evince che, all'aumentare dell'anticipo di accensione l'andamento numerico della pressione in camera di combustione si discosta maggiormente da quello sperimentale nella fase di espansione. Notando l'andamento di Q_{net} normalizzato all'aumentare dell'anticipo di accensione, una volta raggiunto il massimo, questo tende a diminuire e contemporaneamente si ha che all'aumentare di SA aumenta lo scostamento tra andamento numerico e sperimentale durante la fase di espansione; questo probabilmente è legato allo scambio termico tra gas e pareti non opportunamente calibrato.

In generale per lo sweep di anticipo di accensione, i risultati ottenuti con il modello predittivo di combustione, mostrano un miglioramento nella fase iniziale della combustione rispetto ai risultati ottenuti con il modello di Wiebe, dove la combustione risulta iniziare sempre in ritardo rispetto quella sperimentale. La fase centrale di combustione invece risulta in anticipo rispetto al modello di Wiebe. In generale gli andamenti ottenuti per lo sweep di carico e di anticipo di accensione rispettivamente sottostimano e sovrastimano gli andamenti sperimentali; invece, gli andamenti che si ottengono per lo sweep di velocità sono particolarmente aderenti ai risultati sperimentali essendo il modello di combustione predittiva calibrato proprio sui punti che definiscono lo sweep di velocità. Una calibrazione di questo tipo permette di ottenere un modello con un certo grado di libertà. Partendo dalla calibrazione ottenuta è infatti possibile andare a migliorarla in funzione dell'analisi di interesse. Se ad esempio è necessario analizzare la variazione di anticipo di accensione in una certa zona della mappa motore, allora si effettua un affinamento della calibrazione nella zona di interesse.

Si potrebbe migliorare la calibrazione dei punti che definiscono lo sweep di anticipo, partendo dalla calibrazione ottenuta con lo sweep di velocità, poiché tutti i punti operativi mostrano un certo anticipo rispetto ai dati sperimentali, si può ritardare l'inizio della combustione aumentando il delay time passando da un valore di delay time = 0.2 ms ad un valore di delay time=0.28 ms, lasciando gli altri parametri di calibrazione invariati.

I risultati di questa nuova calibrazione sono mostrati in figura 6.13 (a).

Dal grafico 6.13 (b) è possibile notare come l'andamento di Q_{net} normalizzato trasli verso destra avendo aumentato il delay time. Questo ritarda l'inizio della combustione e quindi l'aumento di pressione in camera raggiunge valori massimi inferiori e l'andamento durante la fase di combustione risulti più aderente al caso sperimentale. I risultati così ottenuti approssimano bene i risultati sperimentali.

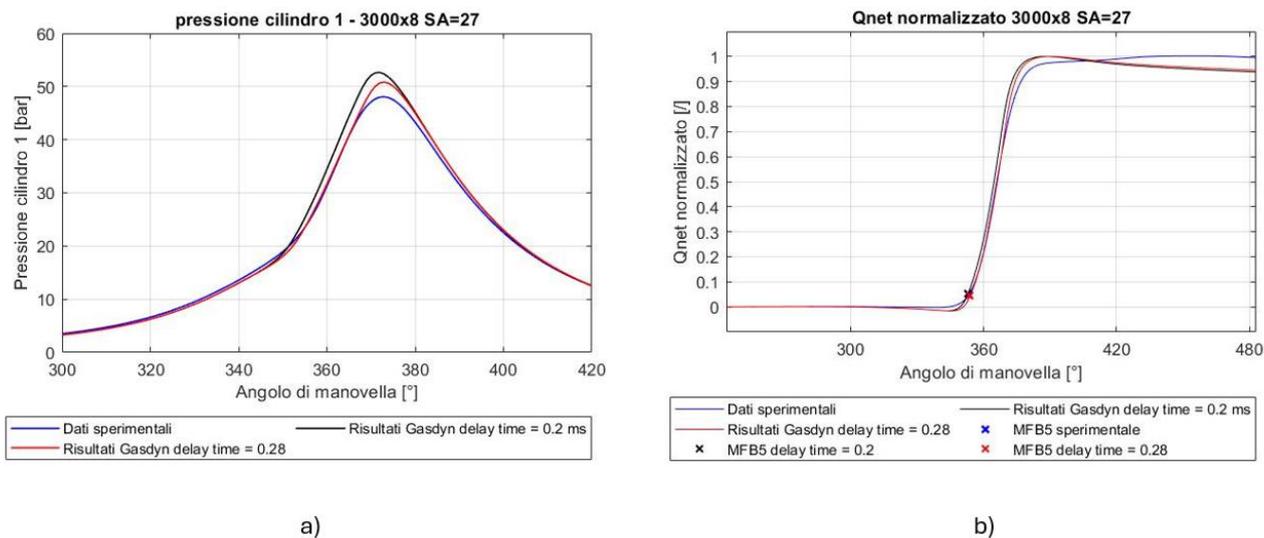


Figura 6.12 confronto calibrazione con delay time = 0,2 ms e calibrazione con delay time = 0,28 ms.
a) ciclo di pressione b) Q_{net} normalizzato

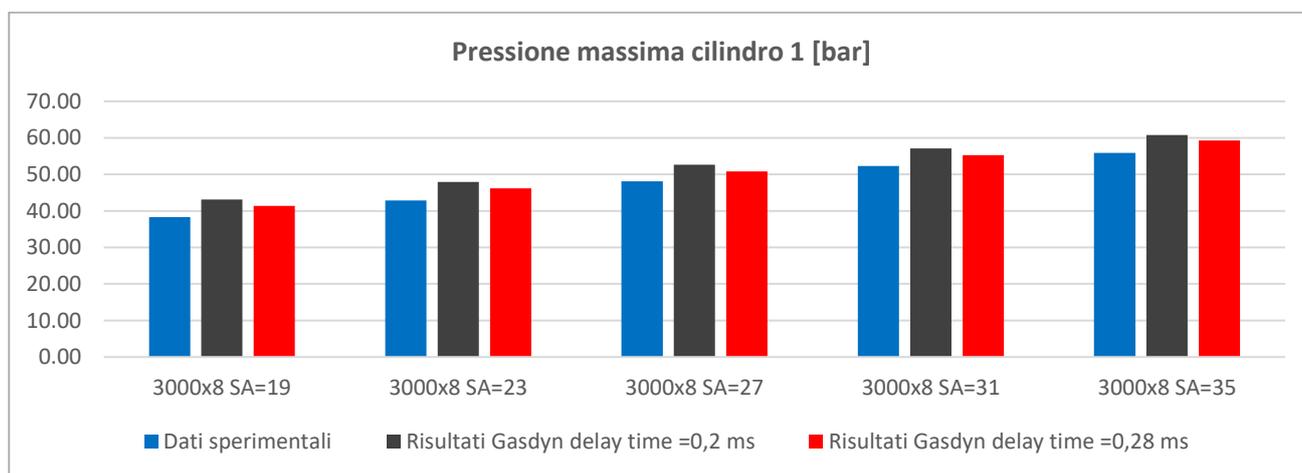


Figura 6.13 pressione massima in camera di combustione al variare del delay time

Dall'analisi del grafico in Figura 6.13 si evince che aumentando il delay time, la pressione massima raggiunta in camera di combustione diminuisce. La diminuzione della pressione massima è dovuta allo spostamento del baricentro della combustione verso valori di θ maggiori, che si avvicinano a quelli sperimentali.

Quanto descritto conferma che la calibrazione ottenuta sullo sweep di velocità è un buon punto di partenza per definire calibrazioni più precise in funzione del tipo di analisi che si vuole eseguire, ottenendo quindi un modello non rigido ma con un certo grado di flessibilità.

7 Modello HCNG

L'ultima parte del lavoro si concentra sulla valutazione dei risultati ottenuti alimentando il motore con una miscela metano-idrogeno (HCNG); in particolare si vuole valutare la capacità del modello predittivo calibrato nel riprodurre i risultati sperimentali al variare del tipo di combustibile. La miscela considerata è una miscela con percentuali in volume pari a 85% di metano e 15% di idrogeno (HCNG15), che corrisponde ad una percentuale in massa di idrogeno di circa il 2% data la bassa massa molare di questa specie chimica. Per implementare il codice Gasdyn con il combustibile HCNG15 è necessario modificare manualmente le caratteristiche del combustibile poiché non risulta possibile agire attraverso il preprocessore del codice, e pertanto sono stati impostati i seguenti parametri:

- percentuale in massa di CH_4 e di H_2 , rispettivamente del 97,8% e del 2,2%
- potere calorifico inferiore specifico (LHV) della miscela, ottenuto ponderando i poteri calorifici del gas naturale e di H_2 sulla frazione massica delle due specie, che corrisponde a 47,109 MJ/kg
- rapporto H/C=4.35.

Un approccio di questo tipo permette di considerare diversi aspetti dell'aggiunta di idrogeno al metano, in particolare il maggiore contenuto energetico della miscela dovuto ad un LHV dell'idrogeno maggiore di circa tre volte quello del metano. Un aspetto che non viene considerato in questo approccio è l'aumento della velocità di combustione laminare della miscela HCNG15 causato dall'aggiunta di H_2 . Questa approssimazione viene ritenuta accettabile data la bassa percentuale in massa dell'idrogeno.

L'analisi numerica è stata condotta solamente per lo sweep di velocità.

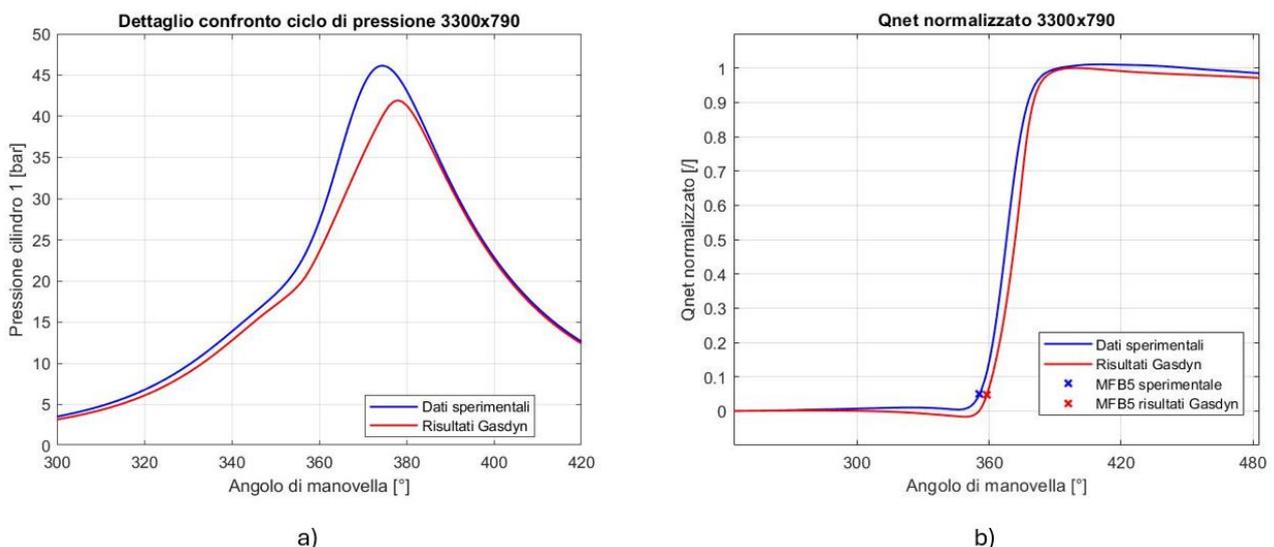


Figura 7.1 Confronto risultati sperimentali e risultati numerici HCNG 3300x7.9

a) ciclo di pressione b) Q_{net} normalizzato

Dal grafico di figura 7.1 (b) è possibile vedere che la combustione numerica sia in ritardo rispetto a quella sperimentale. Questo comporta un aumento della pressione in camera di combustione più lento e di conseguenza il ciclo numerico che si ottiene sottostima l'andamento sperimentale. Lo stesso comportamento è mostrato da tutti i punti che definiscono lo sweep di velocità (andamenti in nero di figura A.10 in appendice). In particolare, il ritardo tra la combustione ottenuta con il modello numerico e la combustione sperimentale aumenta all'aumentare della velocità di rotazione del motore (figura A.11 in appendice) e con questo aumenta l'errore tra la pressione massima in camera di combustione misurata sperimentalmente e quella numerica come mostrato in figura 7.2.

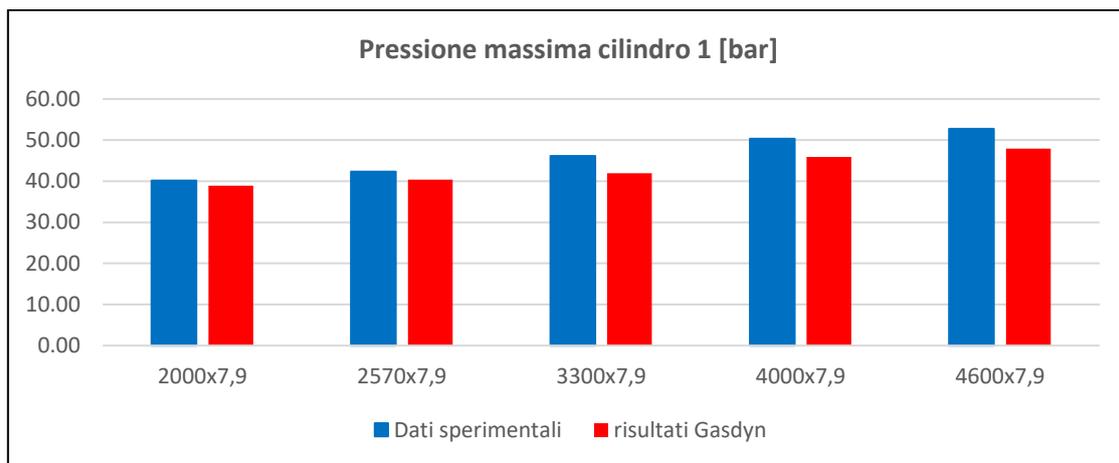
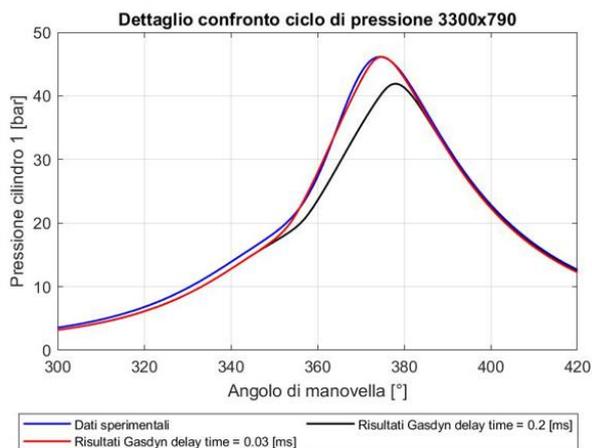


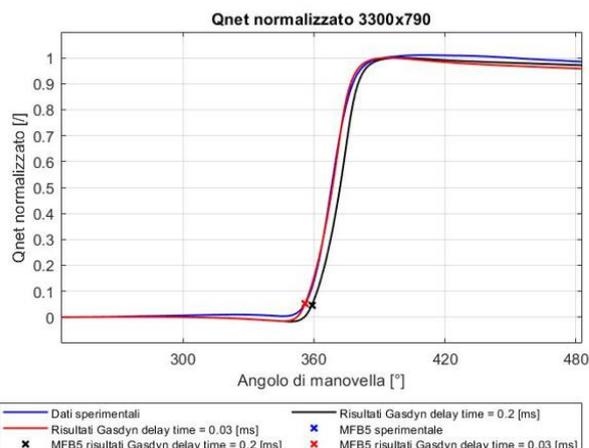
Figura 7.2 pressione massima cilindro 1 – delay time=0.2 ms

Il ritardo di combustione mostrato dai risultati numerici è con molta probabilità legato all'approssimazione fatta sulla velocità laminare di combustione. Trascurare l'aumento della velocità laminare dovuto all'aggiunta dell'idrogeno comporta avere una combustione più lenta. Per far fronte a questo problema è stato modificato il delay time di calibrazione del modello predittivo di combustione.

La correzione del delay time è stata realizzata calibrando la combustione del modello numerico con la combustione sperimentale del punto baricentrico dello sweep di velocità 3300x7,9. Per definire il valore corretto di delay time è stata calcolata la distanza angolare $\Delta MFB5 = MFB5_{numerico} - MFB5_{sperimentale} = 3,4^\circ$, che alla velocità di 3300 rpm corrisponde ad un ritardo di 0,17 ms. Questo valore è stato sottratto al valore di delay time = 0,2 ms ottenuto con la calibrazione descritta nel capitolo 6 ottenendo il nuovo valore di delay time = 0,03 ms.



a)



b)

Figura 7.3 confronto risultati numerici con delay time = 0,2, delay time = 0,03 e dati sperimentali
a) ciclo di pressione b) Q_{net} normalizzato

Dal grafico della figura 7.3 (b) si evince come, con il nuovo valore di delay time, la combustione del modello numerico risulti fasata con la combustione sperimentale. Analizzando il ciclo di pressione risulta evidente che questa nuova calibrazione comporti un netto miglioramento dei risultati. L'andamento della pressione nella fase di combustione approssima molto bene l'andamento sperimentale, la pressione in camera, infatti, cresce più velocemente data la migliore fasatura della combustione. In generale tutti i punti che definiscono lo sweep di velocità (andamenti in rosso nei grafici in figura A.10) mostrano un miglioramento con la nuova calibrazione. Si riscontra un'ottima aderenza tra gli andamenti sperimentali e numerici del ciclo di pressione, sia nella fase di combustione che di espansione, con pressioni massime leggermente superiori ma con un errore che in modulo risulta inferiore all'errore riscontrato con la calibrazione precedente (figura 7.4)

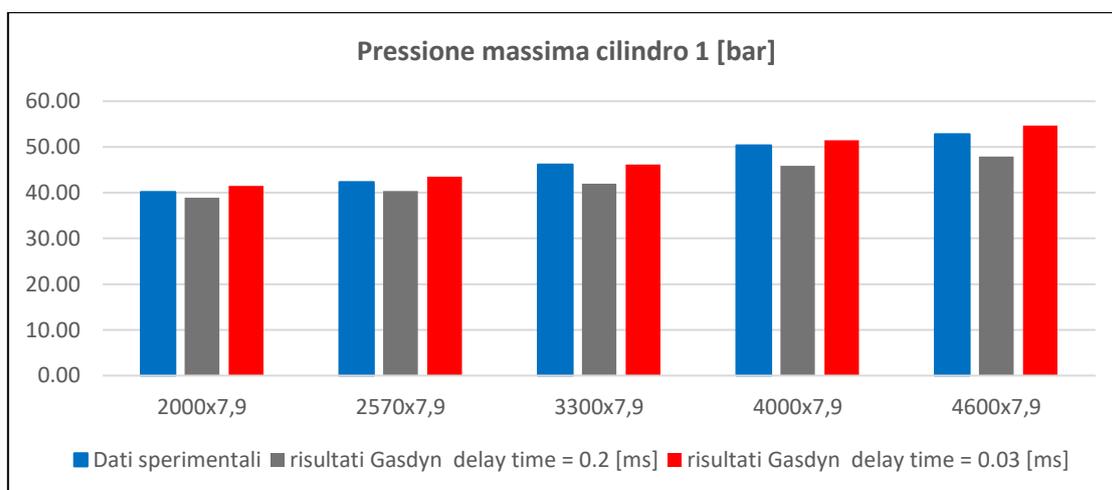


Figura 7.4 pressione massima cilindro 1 – confronto risultati delay time = 0.2 ms – delay time=0.03 ms

Con la nuova calibrazione si ottiene per tutti i punti operativi che il θ_{pmax} si sposta verso valori di θ inferiori e questo comporta un miglioramento anche per la temperatura monte turbina (figura 7.5).

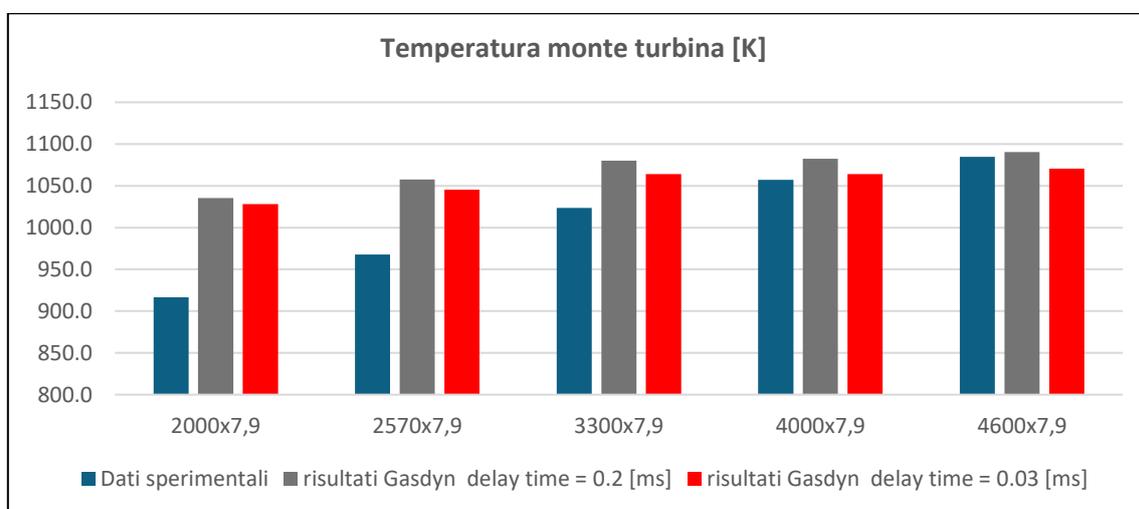


Figura 7.5 temperatura monte turbina – confronto risultati delay time = 0.2 ms - delay time=0.03 ms

Si può notare dalla figura 7.5, così come nel caso del modello con CNG, la temperatura monte turbina risulta calibrata. In particolare, la differenza tra i dati sperimentali e risultati numerici è inferiore a 50 K per i punti a regime più elevato.

Anche la pressione monte turbina mostra un errore che, come nel caso di CNG, aumenta con l'aumentare del regime di rotazione e si raggiunge un errore massimo di 11.6% per il punto 4600x7.9. Con una modifica sul delay time per tener conto dell'approssimazione sulla velocità laminare di combustione si può quindi affermare che il modello predittivo risulta capace di riprodurre i risultati misurati sperimentalmente quando il motore viene alimentato con il combustibile HCNG15.

7.1 Confronto CNG e HCNG

È interessante valutare il confronto tra dati sperimentali e risultati numerici delle variazioni che si hanno per ciascun punto operativo tra CNG e HCNG.

Come prima valutazione si può esaminare l'andamento della pressione in camera di combustione in appendice A.4. Sperimentalmente si ha che per i punti 2000x7.9, 2570x7.9, 3300x7.9, durante la fase di combustione, la pressione ottenuta con il combustibile HCNG risulti inferiore a quella ottenuta con il combustibile CNG, per il punto 4000x7,9 i due andamenti di pressione sono sovrapposti e infine per il punto 4600x7.9 l'andamento di pressione HCNG durante la fase di combustione è maggiore di quello CNG. Il modello numerico è in grado di riprodurre lo stesso comportamento mostrato dai dati sperimentali.

Analizzando la temperatura monte turbina (figura 7.6) è possibile vedere che, ad eccezione del punto 4600x7.9, il modello numerico, così come i risultati sperimentali, mostrino una temperatura all'ingresso della turbina maggiore nel caso con alimentazione HCNG rispetto al caso con alimentazione CNG.

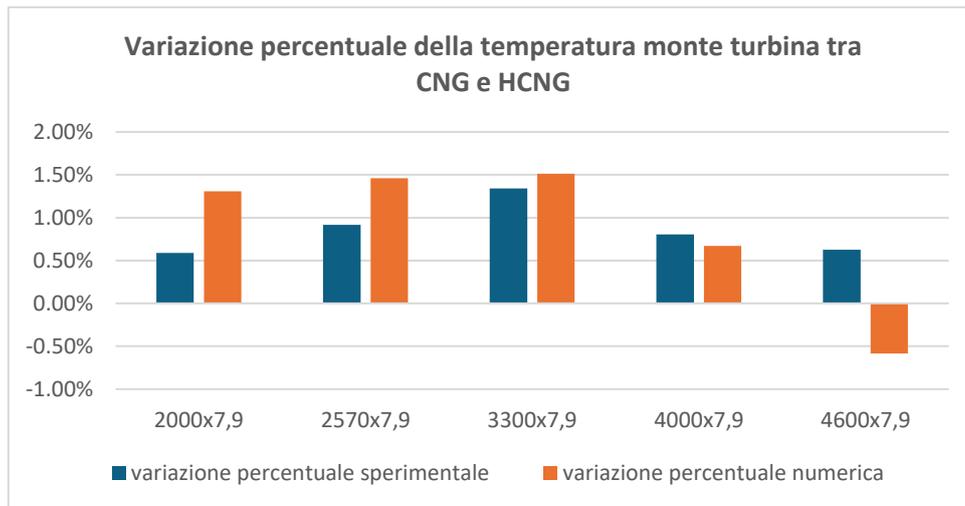
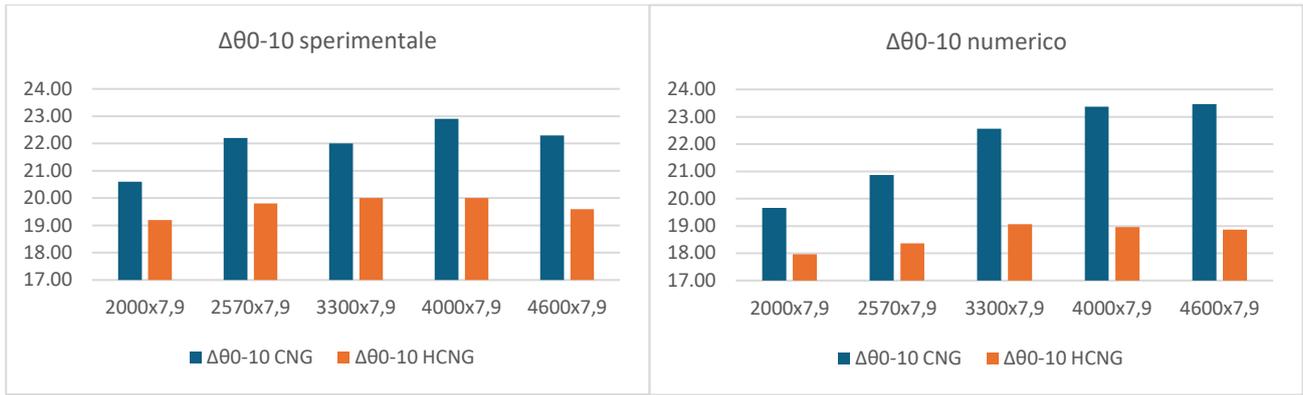


Figura 7.6 il grafico mostra, per ciascun punto operativo, la variazione percentuale della temperatura monte turbina tra CNG e HCNG calcolata rispetto i valori di CNG

Ci si è quindi concentrati a valutare alcuni parametri di combustione, in particolare:

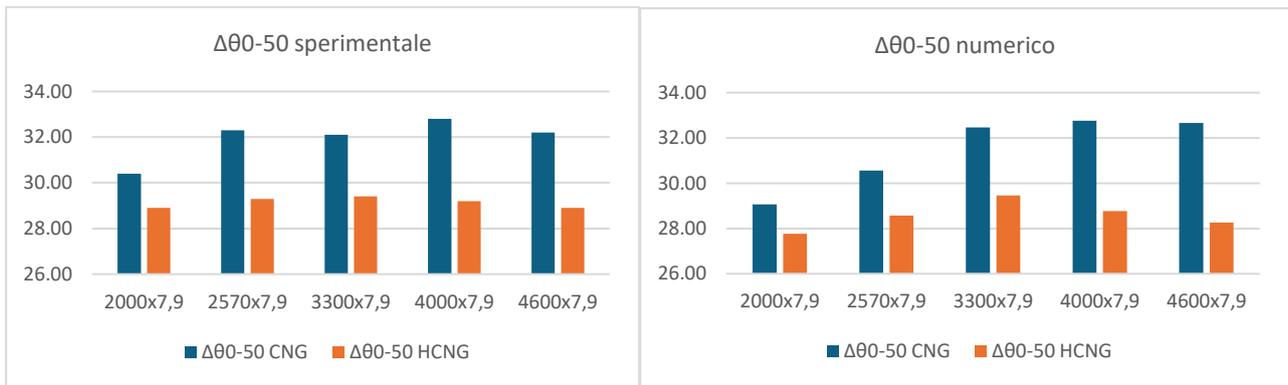
- $\Delta\theta_{0-10}$: flame development: indica l'intervallo di angolo di manovella tra l'anticipo di accensione e il momento in cui una piccola ma comunque significativa frazione di massa è bruciata.
- $\Delta\theta_{0-50}$: è legato al baricentro della combustione
- $\Delta\theta_{10-90}$: indica la durata del processo di combustione

Sia per il caso HCNG che per il caso CNG l'anticipo di accensione è stato calibrato su MBT timing e di conseguenza SA per HCNG è stato ritardato. Per tenere conto della variazione di SA i parametri di combustione sono stati valutati come differenza rispetto l'anticipo di accensione ($\Delta\theta_{0-10}$ e $\Delta\theta_{0-50}$). I parametri di combustione sono stati ricavati applicando l'approccio mono-zona, descritto nel paragrafo 3.1.1, sia ai dati sperimentali che ai risultati numerici.



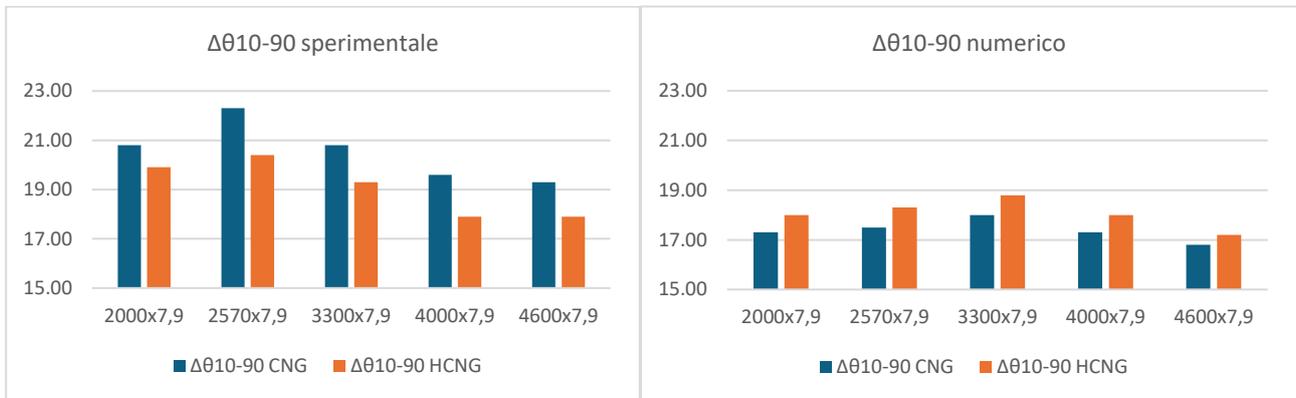
a)

b)



b)

d)



e)

f)

Figura 7.7 Confronto CNG HCNG - Parametri di combustione

I grafici mostrati in figura 7.7 sono un'ulteriore prova di quanto il modello sia in grado di riprodurre le tendenze mostrate dall'analisi sperimentale quando si passa dal combustibile CNG al combustibile HCNG. Ciascun grafico mostrato in figura 7.7 mostra il confronto tra il parametro di calibrazione ottenuto con il CNG e quello ottenuto con HCNG.

Il modello è in grado di riprodurre la diminuzione della fase iniziale di combustione e della durata necessaria a raggiungere il baricentro della combustione che si ottengono a seguito dell'aggiunta dell'idrogeno.

Analizzando la durata di combustione invece si può notare che il modello numerico genera un $\Delta\theta_{10-90}$ di HCNG maggiore del $\Delta\theta_{10-90}$ che si ha con CNG, contrariamente a quanto accade

sperimentalmente, dove si registra una diminuzione della durata di combustione. La causa di questa discrepanza tra i dati sperimentali e i risultati numerici può essere legata all'aver trascurato l'aumento di velocità laminare dovuto alla presenza dell'idrogeno e una calibrazione non ottimale dello scambio termico nel cilindro.

8 Conclusioni

L'obiettivo di questa tesi è stato realizzare una calibrazione accurata del modello termofluidodinamico di un motore specifico, con l'intento di replicare fedelmente i risultati ottenuti in fase di sperimentazione.

La calibrazione ottenuta ha dimostrato la capacità del modello di replicare le prestazioni del motore anche in seguito a variazioni del combustibile utilizzato. Ciò conferma l'idoneità del modello per analisi predittive volte a fornire stime preliminari per lo sviluppo e l'ottimizzazione di tali motori.

La calibrazione è stata condotta su 14 punti motore al fine di coprire un'ampia gamma di condizioni di funzionamento del motore.

Partendo da un modello di combustione imposta si è proceduto alla calibrazione del medesimo, considerando non solo il ciclo di pressione media in camera di combustione, ma anche l'ottimizzazione dell'accoppiamento motore-turbogruppo. L'obiettivo prefissato era la portata monte turbina e la temperatura monte turbina, privilegiando i punti operativi in cui il contributo della sovralimentazione risulta più significativo.

Oltre a ciò, è stato implementato un miglioramento relativo alla convergenza della simulazione mediante l'imposizione di un numero predefinito di cicli di simulazione.

In seguito, si è sviluppato un modello predittivo di combustione che integrava aspetti fenomenologici quali la turbolenza e l'interazione tra combustione e turbolenza.

Il modello calibrato ha dimostrato una notevole capacità di replicare il comportamento del motore sperimentale con buona approssimazione. In particolare, rispetto al modello di combustione di Wiebe, il modello predittivo ha evidenziato miglioramenti nella fase iniziale della combustione e nella fase di espansione.

Il modello di combustione predittiva è stato calibrato unicamente sullo sweep di velocità, evitando di incorrere in un'eccessiva rigidità e preservando un adeguato grado di flessibilità. Tale scelta ha permesso di dimostrare come, mediante semplici modifiche alla calibrazione, sia possibile ottenere una nuova calibrazione per una diversa zona della mappa motore, ottenendo comunque risultati soddisfacenti.

Infine, il modello ha dimostrato la sua capacità di predire il comportamento del motore anche con un combustibile differente da quello utilizzato per la calibrazione, necessitando di minime modifiche alla calibrazione della combustione.

Diversi aspetti possono essere considerati per futuri studi, tra cui lo scambio termico tra la carica in camera di combustione e le pareti del cilindro. Un altro aspetto da approfondire è la dipendenza della temperatura di parete dal carico, al fine di migliorare la coerenza fisica del modello. L'analisi dell'HCNG su un maggior numero di punti, in particolare sullo sweep di carico, rappresenta forse l'aspetto più importante da approfondire. Andrebbero inoltre analizzate le altre miscele di metano e idrogeno, con percentuali in volume di idrogeno maggiori.

Appendice

In questa appendice vengono riportate le principali grandezze quali portata di aria aspirata, pressione nel collettore di aspirazione, temperatura e pressione all'ingresso della turbina e l'andamento della pressione nel cilindro 1 per tutti i punti operativi. Nel caso del modello predittivo ai risultati è stato aggiunto anche l'andamento del Q_{net} normalizzato.

A.1 Risultati finali modello con turbogruppo – combustione modello di Wiebe

A.1.1 Sweep velocità

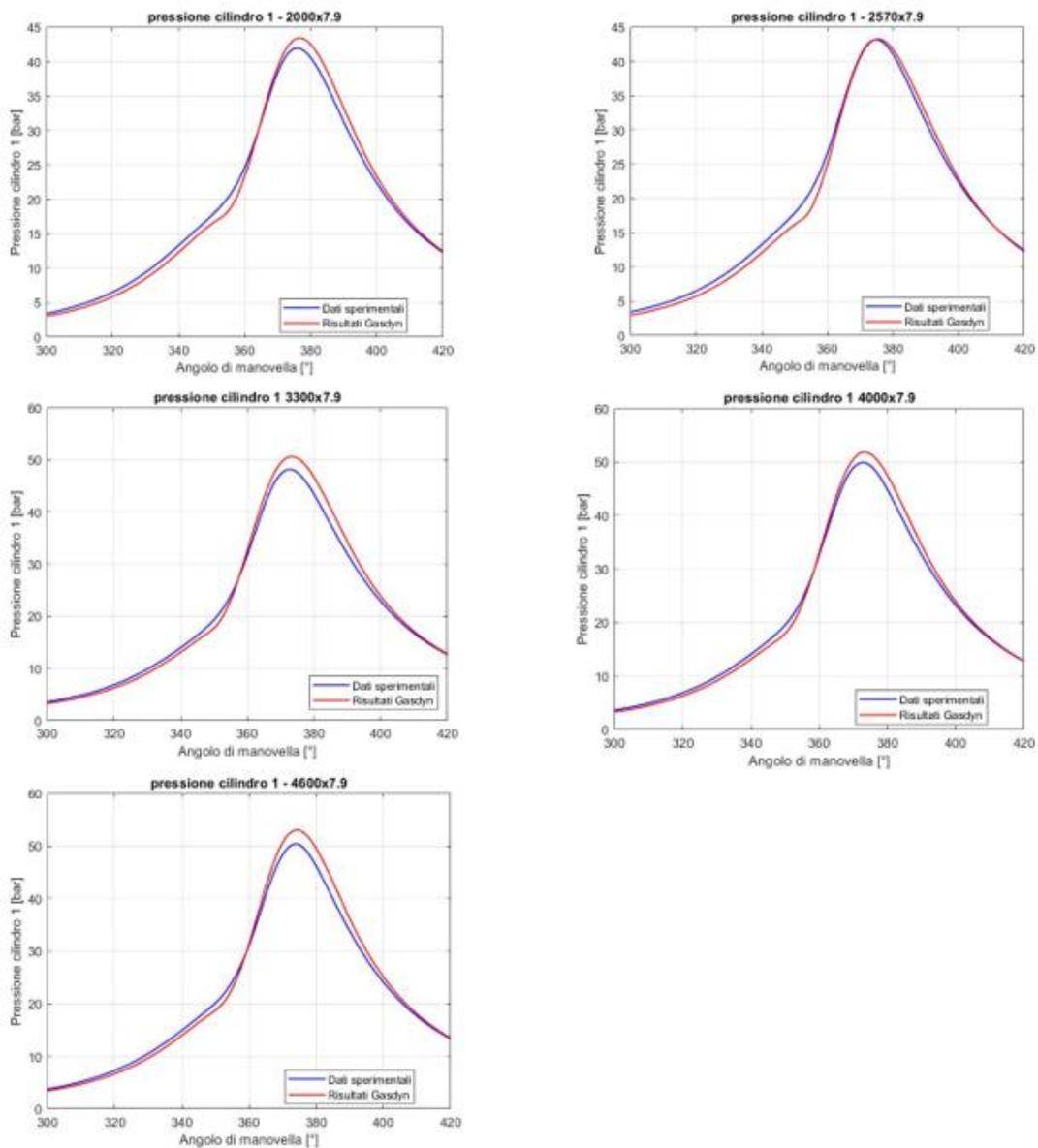


Figura A.1 ciclo di pressione - sweep di velocità – modello Wiebe

Tabella A.1 portata aria aspirata e pressione collettore aspirazione - sweep velocità – modello Wiebe

SWEEP VELOCITÀ					
	2000x7.9	2570x7.9	3300x7.9	4000x7.9	4600x7.9
Ψ [°]	17.65	18.7	20.7	22.53	24.25
Portata aria aspirata [kg/s]					
Dati sperimentali	0.0190	0.0244	0.0321	0.0391	0.0465
Risultati numerici	0.0189	0.0243	0.0320	0.0390	0.0460
Errore	-0.60%	-0.46%	-0.29%	-0.16%	-1.02%
Pressione collettore aspirazione [bar]					
Dati sperimentali	0.929	0.940	0.934	0.937	0.948
Risultati numerici	0.806	0.817	0.805	0.845	0.827
Errore	-13.24%	-13.07%	-13.85%	-9.8%	-12.76%

Tabella A.2 temperatura monte turbina – sweep velocità – modello Wiebe

Temperatura monte turbina [K]					
	2000x7.9	2570x7.9	3300x7.9	4000x7.9	4600x7.9
Dati sperimentali	911.0	959.0	1010.0	1048.8	1078.1
Risultati numerici	1015.7	1040.3	1047.6	1060.1	1075.6
ΔT	104.7	81.3	37.6	11.3	-2.5

Tabella A.3 pressione monte turbina– sweep velocità – modello Wiebe

Pressione monte turbina [bar]					
	2000x7.9	2570x7.9	3300x7.9	4000x7.9	4600x7.9
Dati sperimentali	1.21	1.33	1.45	1.55	1.65
Risultati numerici	1.28	1.43	1.59	1.72	1.84
Errore	5.79%	7.52%	9.66%	10.97%	11.52%

A.1.2 Sweep carico

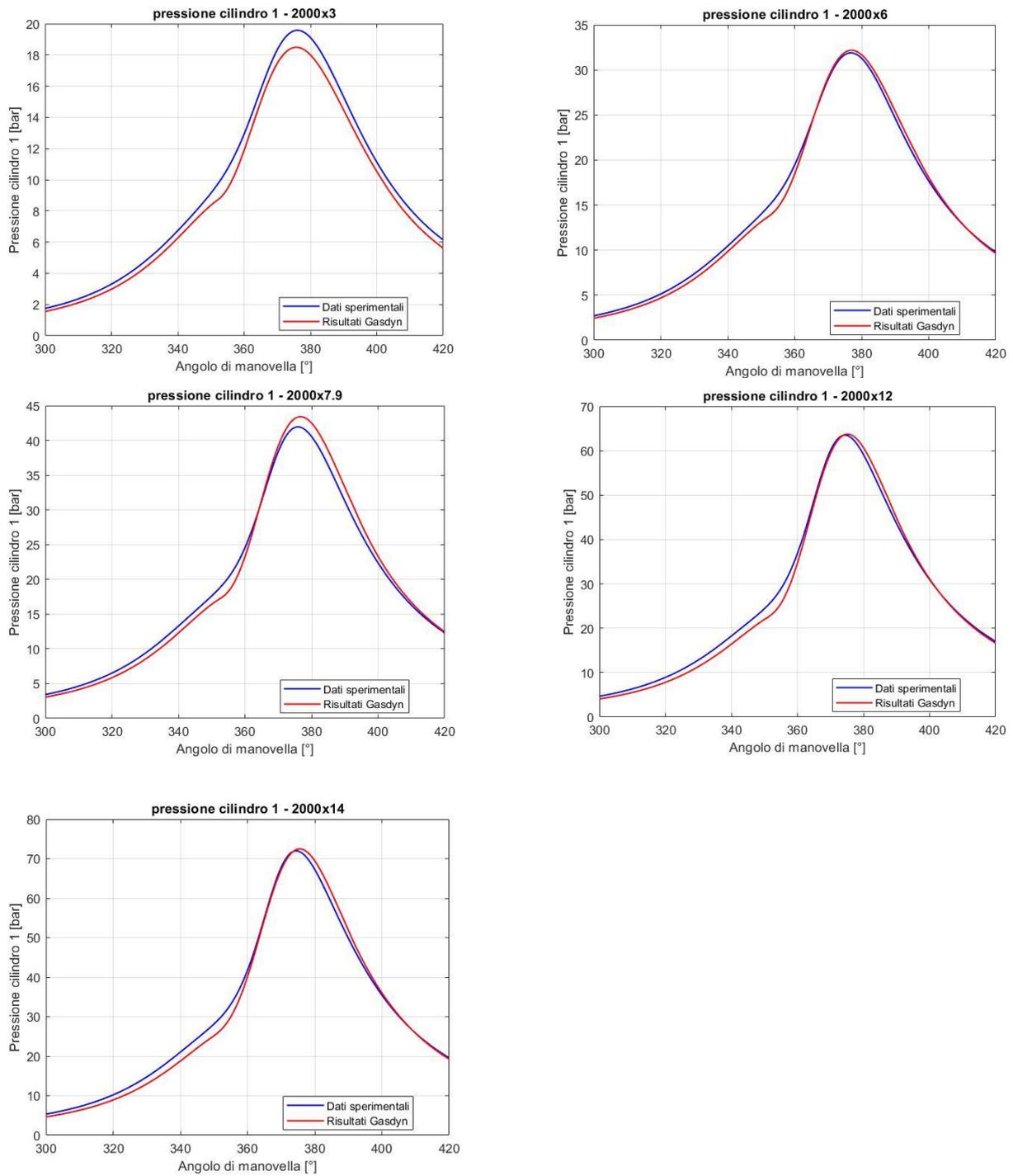


Figura A.2 ciclo di pressione - sweep di carico – modello Wiebe

Tabella A.4 portata aria aspirata e pressione collettore aspirazione - sweep carico – modello Wiebe

SWEEP CARICO					
	2000x3	2000x6	2000x7.9	2000x12	2000x14
Ψ [°]	13.5	16.1	17.65	20.25	23
Portata aria aspirata [kg/s]					
Dati sperimentali	0.0091	0.0147	0.0190	0.0266	0.0306
Risultati numerici	0.0091	0.0147	0.0189	0.0260	0.0300
Errore	-0.28%	0.01%	-0.60%	-2.23%	-2.08%
Pressione collettore aspirazione [bar]					
Dati sperimentali	0.496	0.748	0.929	1.277	1.430
Risultati numerici	0.415	0.648	0.806	1.071	1.223
Errore	-16.37%	-13.32%	-13.24%	-16.11%	-14.51%

Tabella A.5 temperatura monte turbina – sweep carico – modello Wiebe

Temperatura monte turbina [K]					
	2000x3	2000x6	2000x7.9	2000x12	2000x14
Dati sperimentali	810.1	876.4	911.0	953.2	970.7
Risultati numerici	966.5	1025.1	1015.7	989.7	988.0
ΔT	156.4	148.7	104.7	36.5	17.3

Tabella A.6 pressione monte turbina – sweep carico – modello Wiebe

Pressione monte turbina [bar]					
	2000x3	2000x6	2000x7.9	2000x12	2000x14
Dati sperimentali	1.05	1.13	1.21	1.36	1.41
Risultati numerici	1.05	1.16	1.28	1.46	1.56
Errore	0.00%	2.65%	5.79%	7.35%	10.64%

A.1.3 Sweep anticipo di accensione

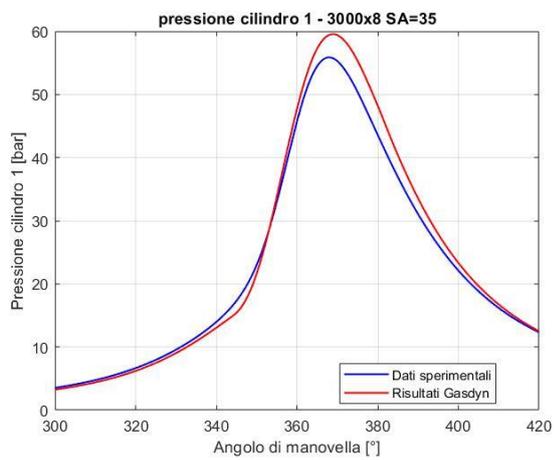
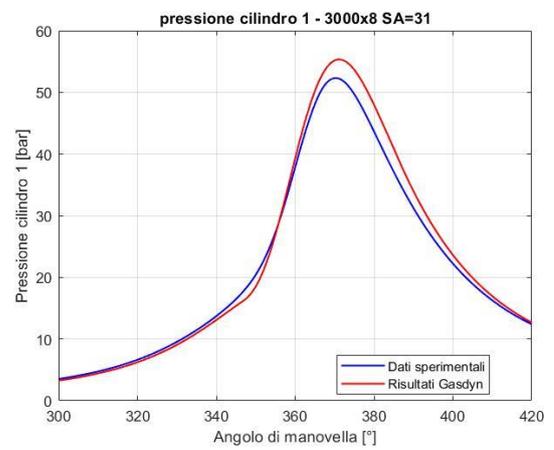
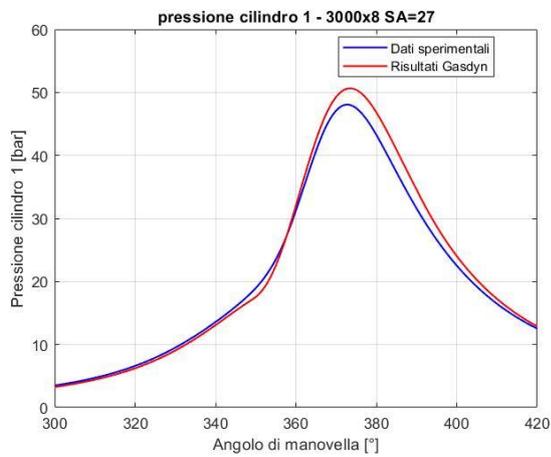
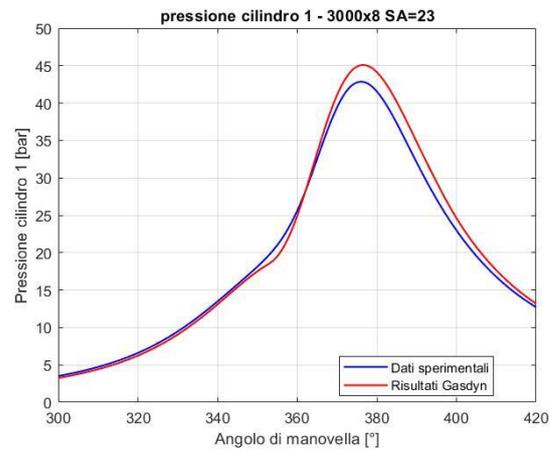
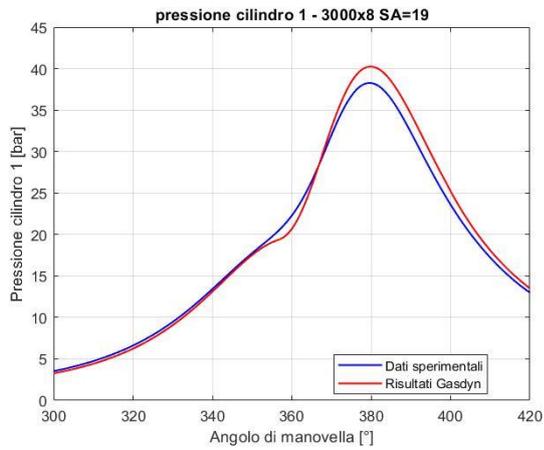


Figura A.3 ciclo di pressione - sweep anticipo di accensione – modello Wiebe

Tabella A.7 portata aria aspirata e pressione collettore aspirazione - sweep anticipo di accensione – modello Wiebe

SWEEP ANTICIPO DI ACCENSIONE					
	3000x8 SA=-19	3000x8 SA=-23	3000x8 SA=-27	3000x8 SA=-31	3000x8 SA=-35
Ψ [°]	20				
Portata aria aspirata [kg/s]					
Dati sperimentali	0.0294	0.0295	0.0293	0.0293	0.0293
Risultati numerici	0.0296	0.0295	0.0295	0.0294	0.0294
Errore	0.49%	0.12%	0.69%	0.56%	0.34%
Pressione collettore aspirazione [bar]					
Dati sperimentali	0.949	0.947	0.945	0.948	0.947
Risultati numerici	0.817	0.816	0.814	0.814	0.813
Errore	-13.85%	-13.87%	-13.86%	-14.11%	-14.16%

Tabella A.8 temperatura monte turbina – sweep anticipo di accensione – modello Wiebe

Temperatura monte turbina [K]					
	3000x8 SA=-19	3000x8 SA=-23	3000x8 SA=-27	3000x8 SA=-31	3000x8 SA=-35
Dati sperimentali	1018.8	1005.5	994.9	988.0	983.2
Risultati numerici	1074.9	1057.0	1039.7	1027.2	1018.7
ΔT	56.1	51.5	44.8	39.2	35.5

Tabella A.9 pressione monte turbina – sweep anticipo di accensione – modello Wiebe

Pressione monte turbina [bar]					
	3000x8 SA=-19	3000x8 SA=-23	3000x8 SA=-27	3000x8 SA=-31	3000x8 SA=-35
Dati sperimentali	1.42	1.42	1.41	1.41	1.41
Risultati numerici	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
Errore	8.45%	8.45%	9.22%	9.22%	9.22%

A.2 Risultati finali modello predittivo di combustione

A.2.1. Sweep velocità

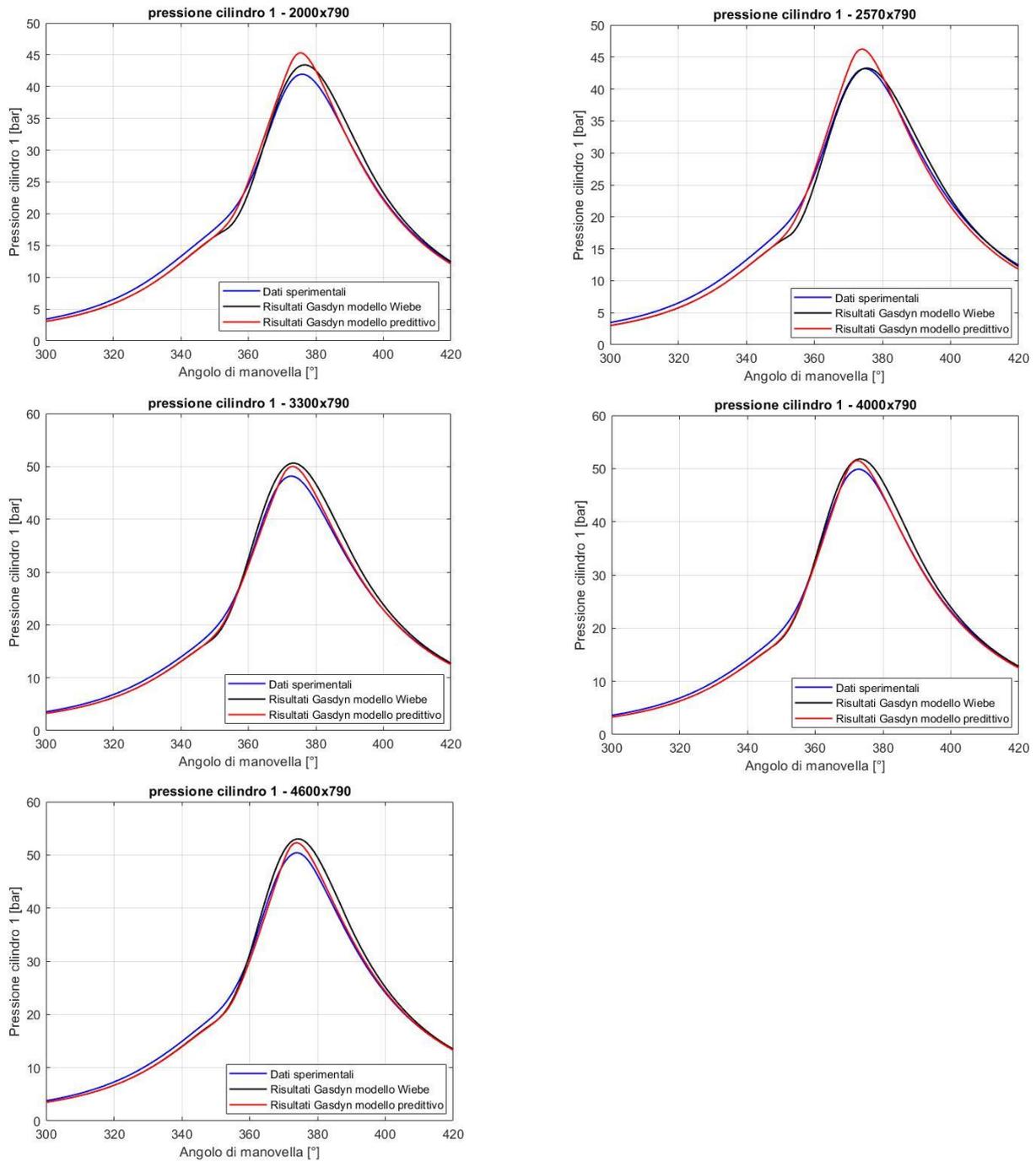


Figura A.4 ciclo di pressione - sweep di velocità – modello predittivo

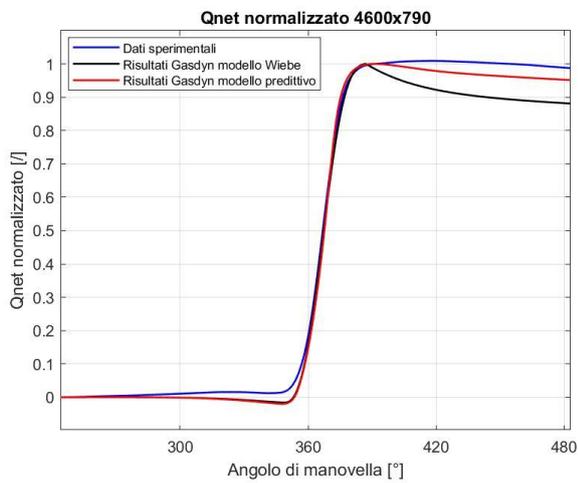
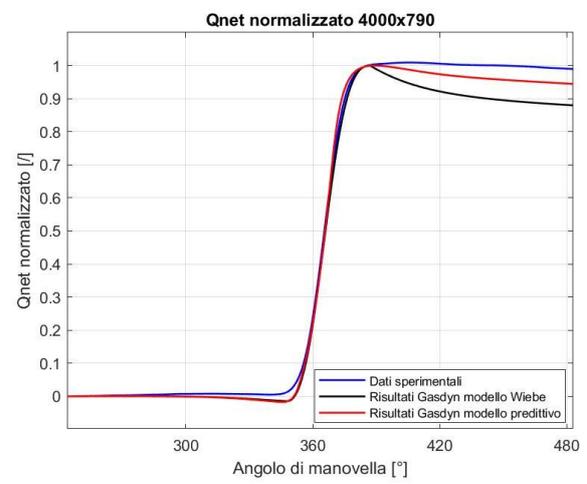
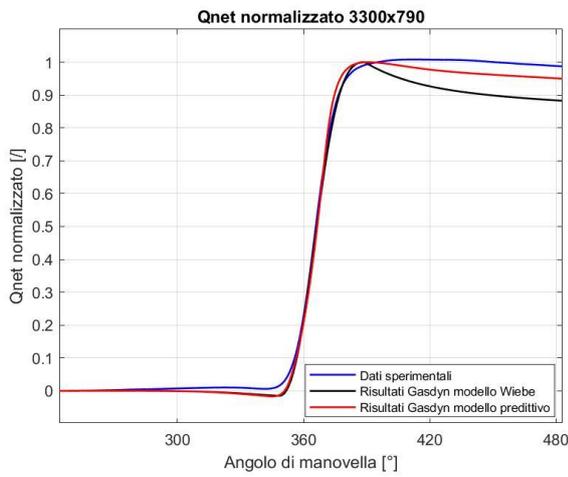
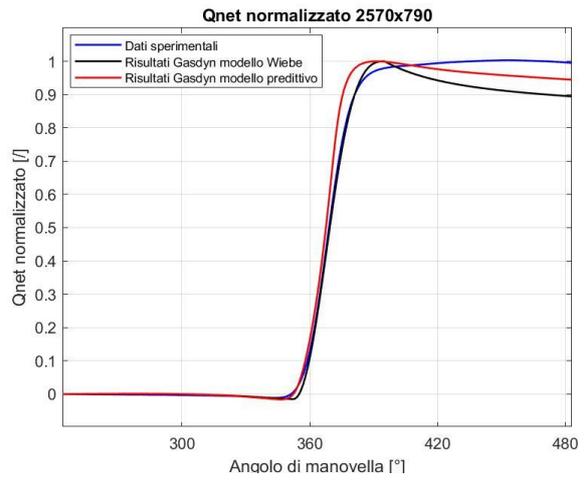
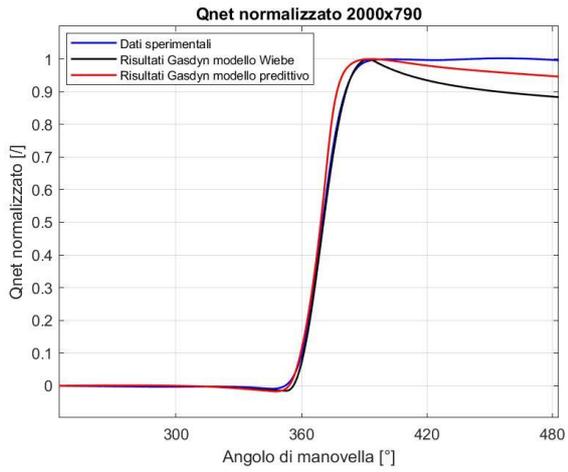


Figura A.5 Q_{net} normalizzato - sweep di velocità – modello predittivo

Tabella A.10 portata aria aspirata e pressione collettore aspirazione - sweep velocità – modello predittivo

SWEEP VELOCITÀ					
	2000x7.9	2570x7.9	3300x7.9	4000x7.9	4600x7.9
Ψ [°]	17.65	18.7	20.7	22.53	24.25
Portata aria aspirata [kg/s]					
Dati sperimentali	0.0190	0.0244	0.0321	0.0391	0.0465
Risultati numerici	0.0189	0.0242	0.0320	0.0390	0.0460
Errore	-0.61%	-0.49%	-0.29%	-0.16%	-1.03%
Pressione collettore aspirazione [bar]					
Dati sperimentali	0.929	0.940	0.934	0.937	0.948
Risultati numerici	0.806	0.818	0.806	0.847	0.828
Errore	-13.24%	-12.99%	-13.74%	-9.64%	-12.63%

Tabella A.11 temperatura monte turbina – sweep velocità – modello predittivo

Temperatura monte turbina [K]					
	2000x7.9	2570x7.9	3300x7.9	4000x7.9	4600x7.9
Dati sperimentali	911.0	959.0	1010.0	1048.8	1078.1
Risultati numerici modello Wiebe	1015.7	1040.3	1047.6	1060.1	1075.6
Risultati numerici modello predittivo	1014.7	1030.4	1048.2	1057.0	1076.7

Tabella A.12 pressione monte turbina – sweep velocità – modello predittivo

Pressione monte turbina [bar]					
	2000x7.9	2570x7.9	3300x7.9	4000x7.9	4600x7.9
Dati sperimentali	1.21	1.33	1.45	1.55	1.65
Risultati numerici modello Wiebe	1.28	1.43	1.59	1.72	1.84
Risultati numerici modello predittivo	1.28	1.43	1.59	1.72	1.85

A.2.2 Sweep carico

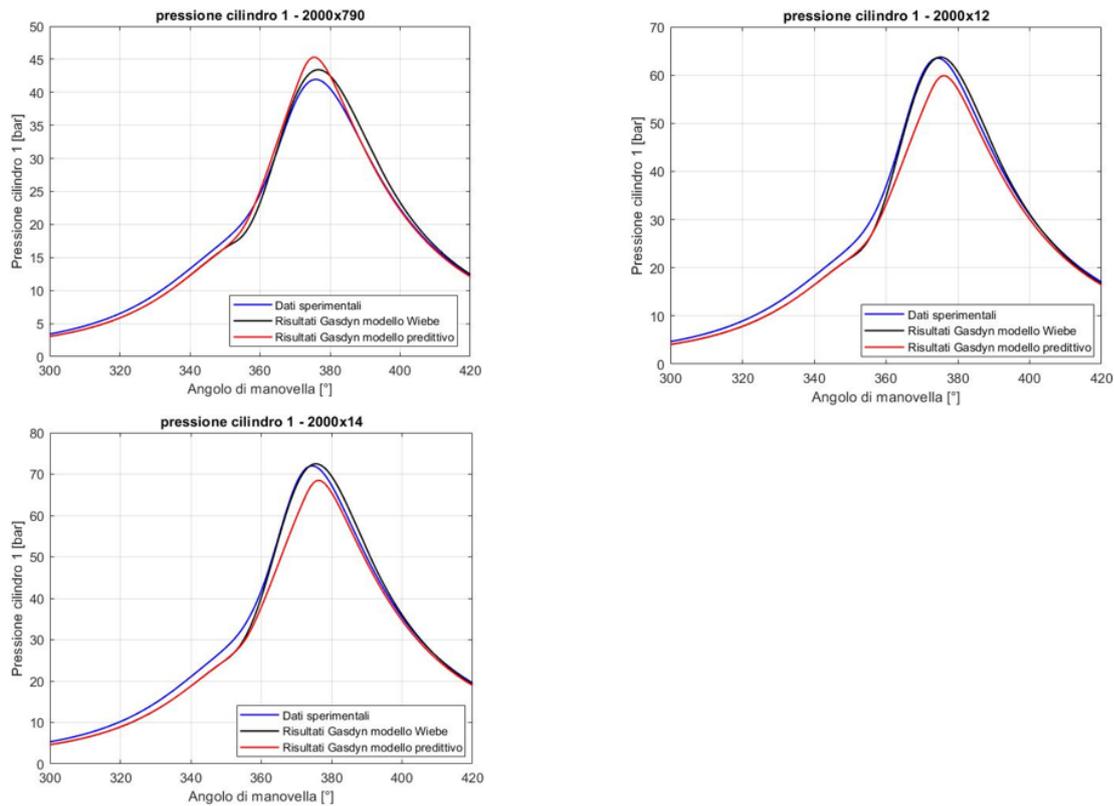


Figura A.6 ciclo di pressione - sweep di carico – modello predittivo

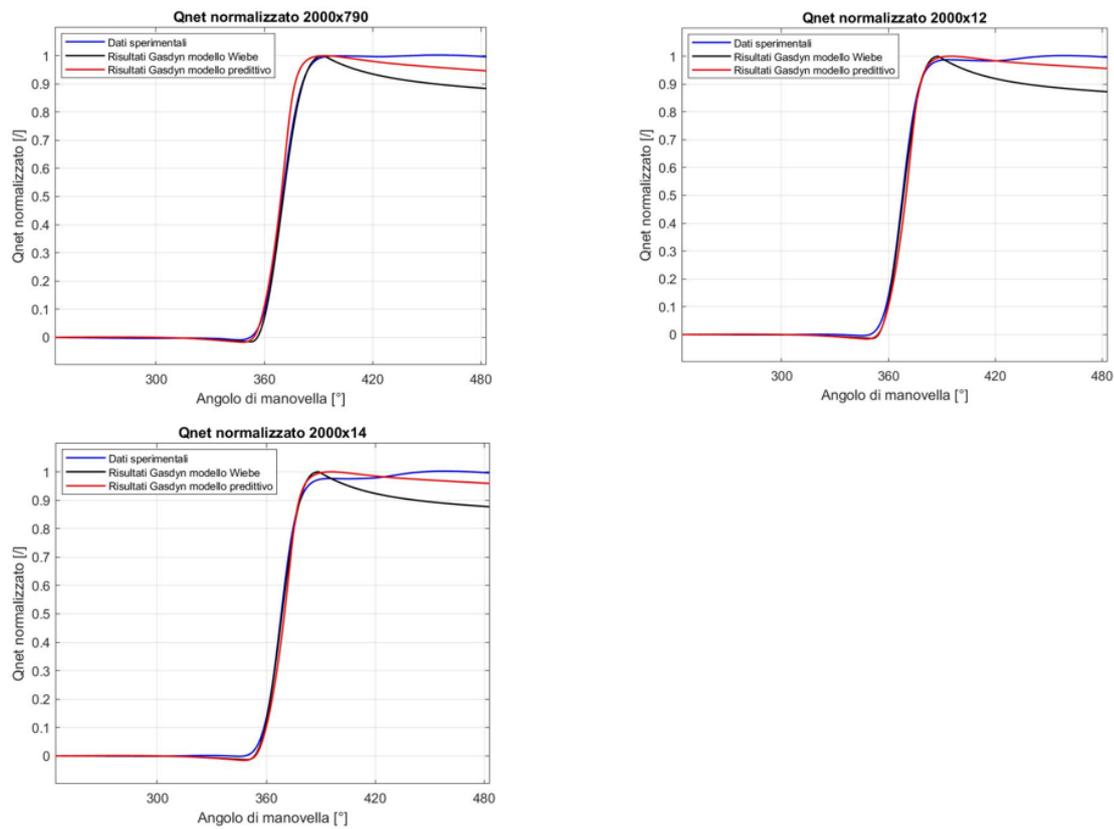


Figura A.7 Q_{net} normalizzato - sweep di carico – modello predittivo

Tabella A.13 portata aria aspirata e pressione collettore aspirazione - sweep carico – modello predittivo

SWEEP CARICO			
	2000x7.9	2000x12	2000x14
Ψ [°]	17.65	20.25	23
Portata aria aspirata [kg/s]			
Dati sperimentali	0.0190	0.0266	0.0306
Risultati numerici	0.0189	0.0260	0.0300
Errore	-0.61%	-2.23%	-2.09%
Pressione collettore aspirazione [bar]			
Dati sperimentali	0.929	1.277	1.430
Risultati numerici	0.806	1.071	1.223
Errore	-13.24%	-16.11%	-14.51%

Tabella A.14 temperatura monte turbina – sweep carico – modello predittivo

Temperatura monte turbina [K]			
	2000x7.9	2000x12	2000x14
Dati sperimentali	911.0	953.2	970.7
Risultati numerici modello Wiebe	1015.7	989.7	988.0
Risultati numerici modello predittivo	1014.7	1002.9	999.9

Tabella A.15 pressione monte turbina – sweep carico – modello predittivo

Pressione monte turbina [bar]			
	2000x7.9	2000x12	2000x14
Dati sperimentali	1.21	1.36	1.41
Risultati numerici modello Wiebe	1.28	1.46	1.56
Risultati numerici modello predittivo	1.28	1.46	1.56

A.2.3 Sweep anticipo di accensione

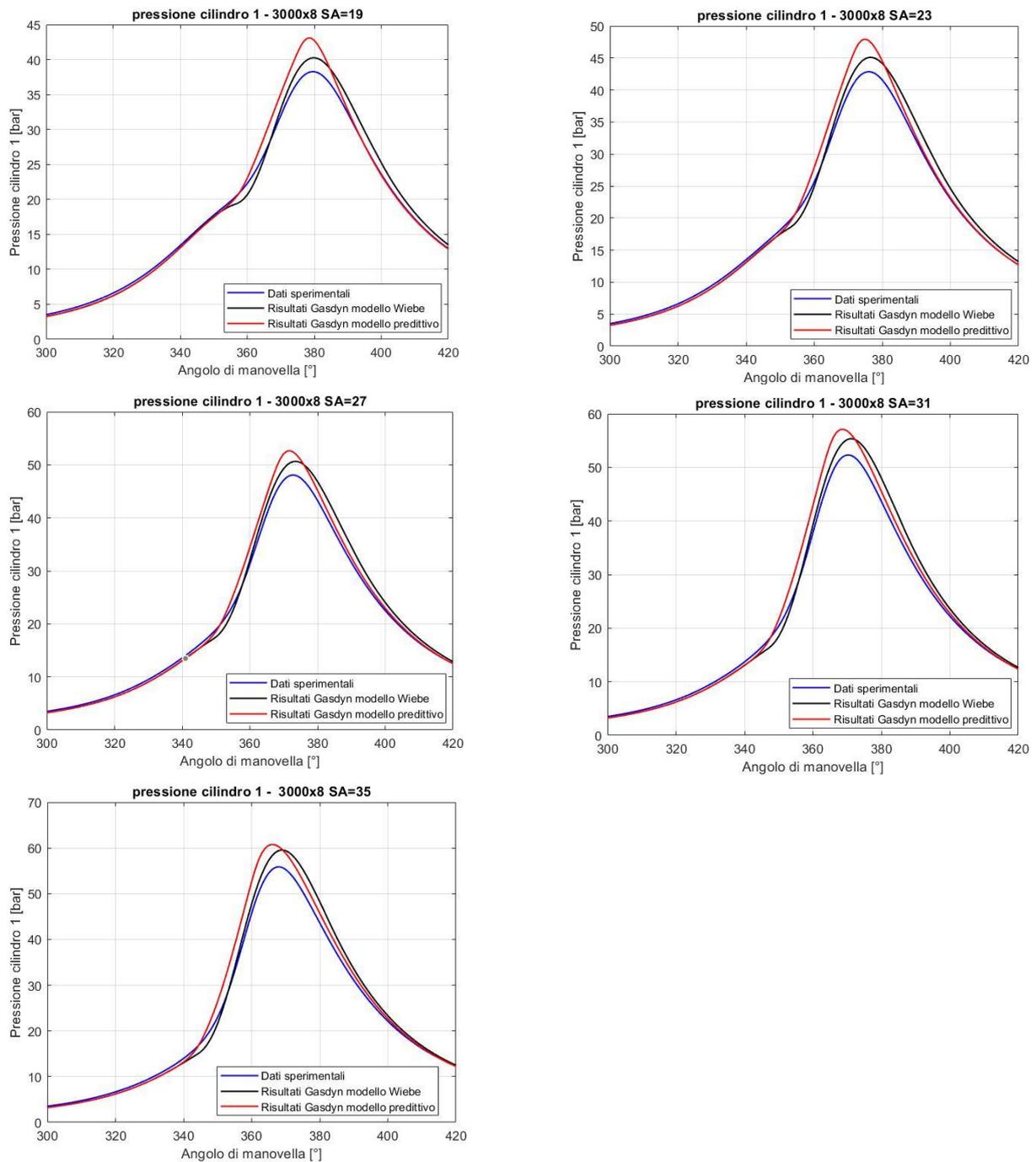


Figura A.8 ciclo di pressione - sweep di anticipo di accensione – modello predittivo

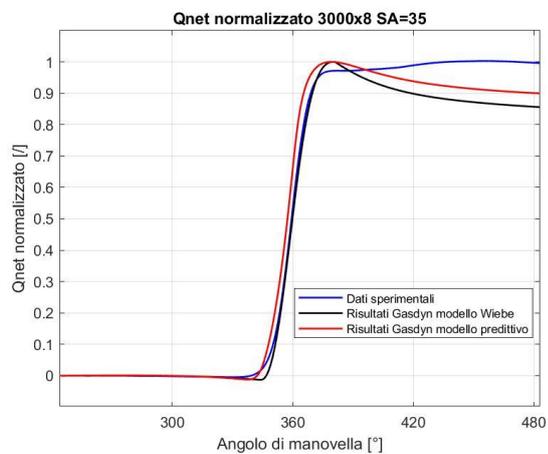
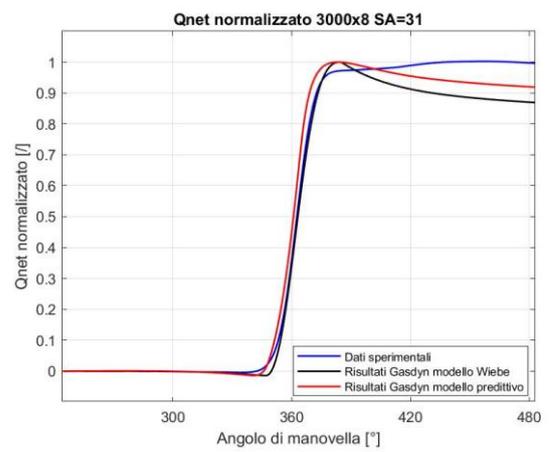
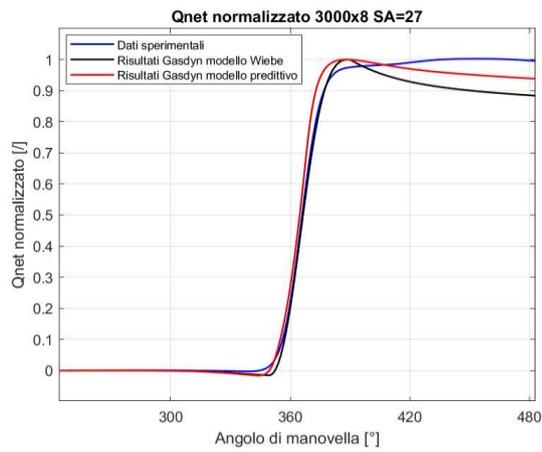
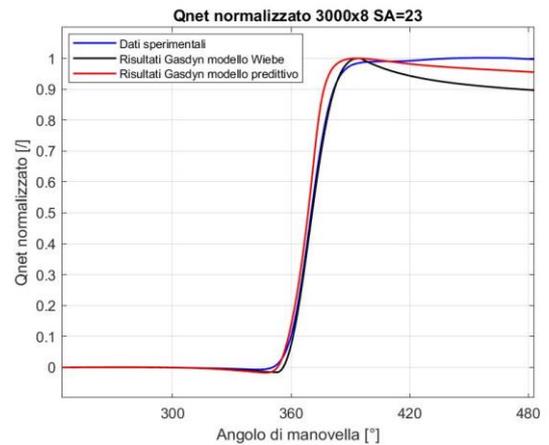
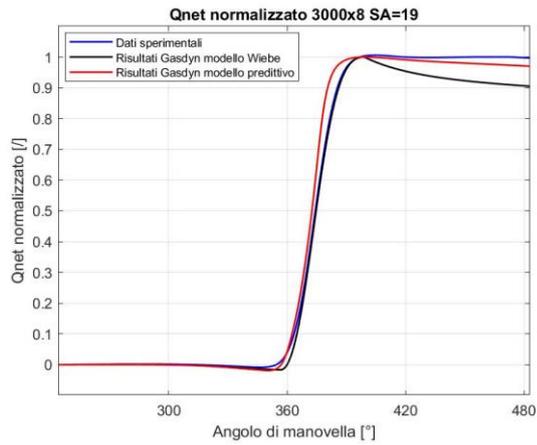


Figura A.9 Q_{net} normalizzato - sweep di anticipo di accensione – modello predittivo

Tabella A.16 portata aria aspirata e pressione collettore aspirazione - sweep anticipo di accensione – modello predittivo

SWEEP ANTICIPO DI ACCENSIONE					
	3000x8 SA=-19	3000x8 SA=-23	3000x8 SA=-27	3000x8 SA=-31	3000x8 SA=-35
Ψ [°]	20				
Portata aria aspirata [kg/s]					
Dati sperimentali	0.0294	0.0295	0.0293	0.0293	0.0293
Risultati numerici	0.0296	0.0295	0.0295	0.0294	0.0294
Errore	0.49%	0.12%	0.69%	0.56%	0.34%
Pressione collettore aspirazione [bar]					
Dati sperimentali	0.949	0.947	0.945	0.948	0.947
Risultati numerici	0.818	0.816	0.815	0.814	0.814
Errore	-13.85%	-13.87%	-13.86%	-14.11%	-14.16%

Tabella A.17 temperatura monte turbina – sweep anticipo di accensione – modello predittivo

Temperatura monte turbina [K]					
	3000x8 SA=-19	3000x8 SA=-23	3000x8 SA=-27	3000x8 SA=-31	3000x8 SA=-35
Dati sperimentali	1018.8	1005.5	994.9	988.0	983.2
Risultati numerici modello Wiebe	1074.9	1057.0	1039.7	1027.2	1018.7
Risultati numerici modello predittivo	1067.2	1048.8	1033.2	1020.8	1012.2

Tabella A.18 pressione monte turbina – sweep anticipo di accensione – modello predittivo

Pressione monte turbina [bar]					
	3000x8 SA=-19	3000x8 SA=-23	3000x8 SA=-27	3000x8 SA=-31	3000x8 SA=-35
Dati sperimentali	1.42	1.42	1.41	1.41	1.41
Risultati numerici modello Wiebe	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
Risultati numerici modello predittivo	1.55	1.54	1.54	1.54	1.54

A.3 Risultati finali modello HCNG

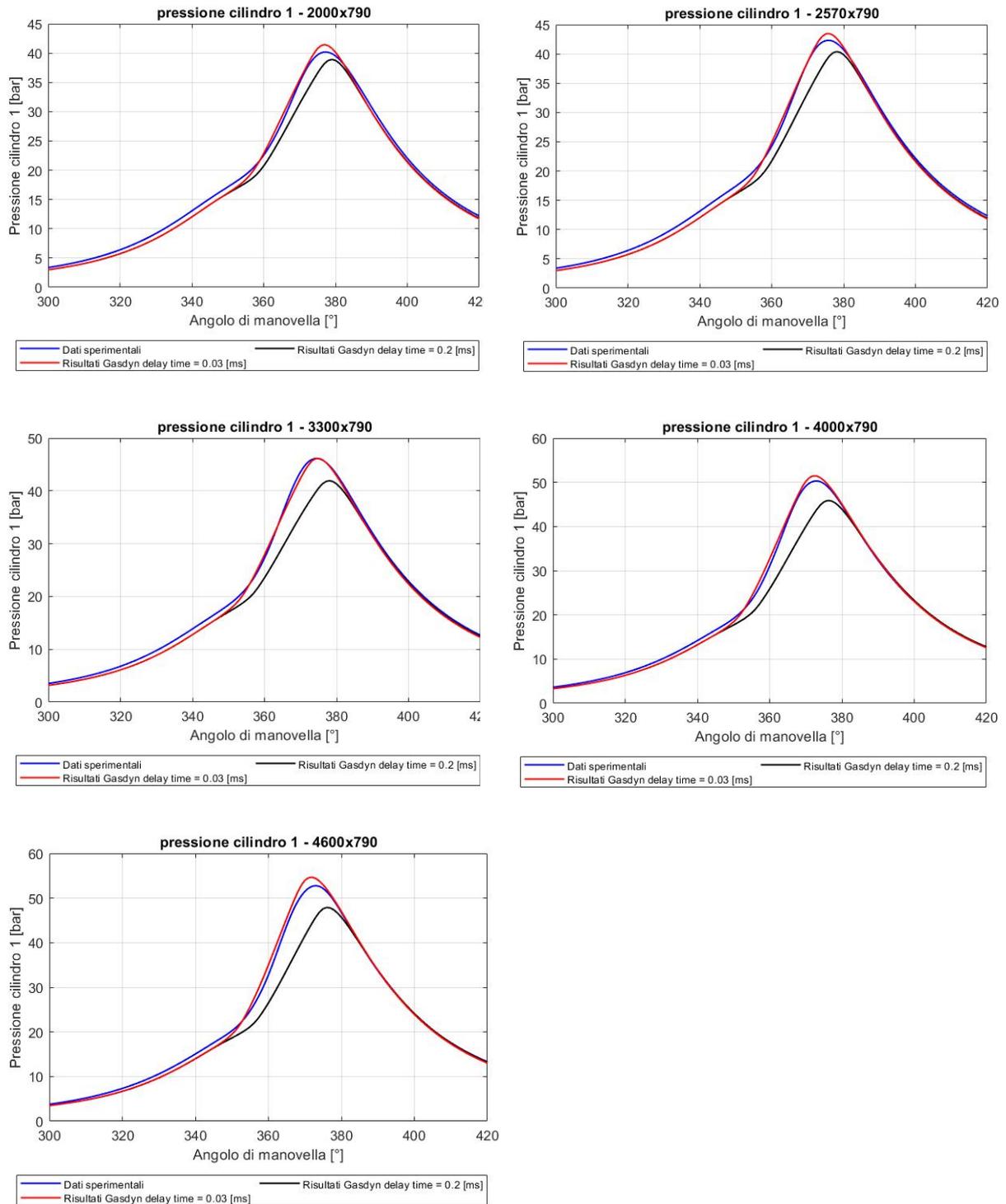


Figura A.10 ciclo di pressione - sweep di velocità – modello HCNG

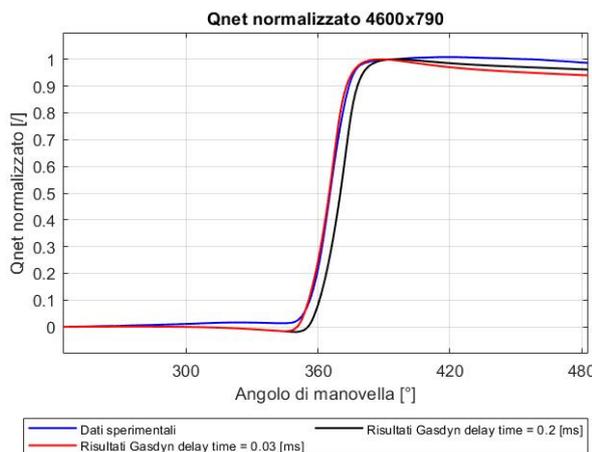
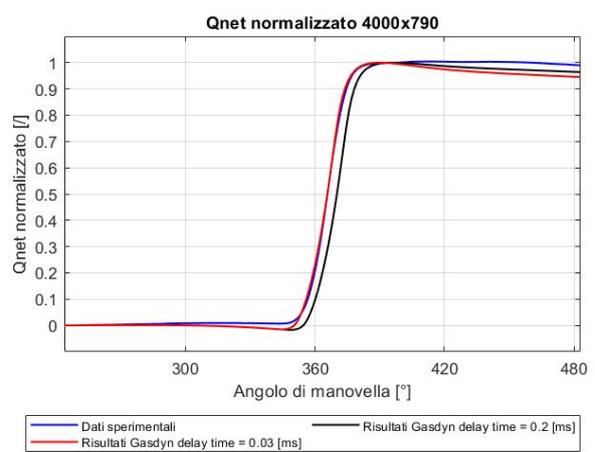
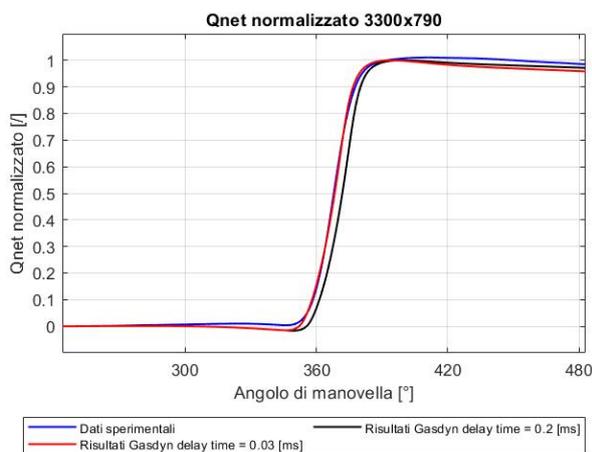
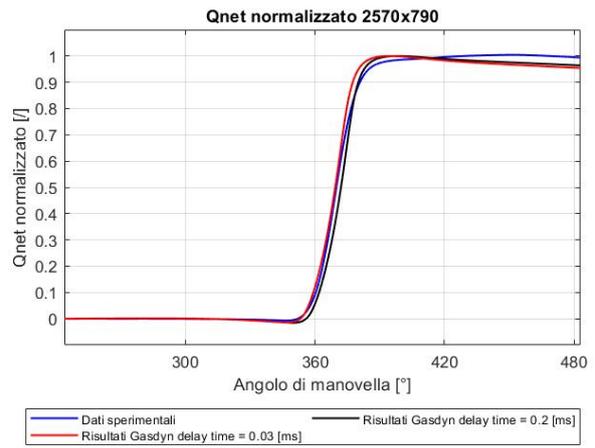
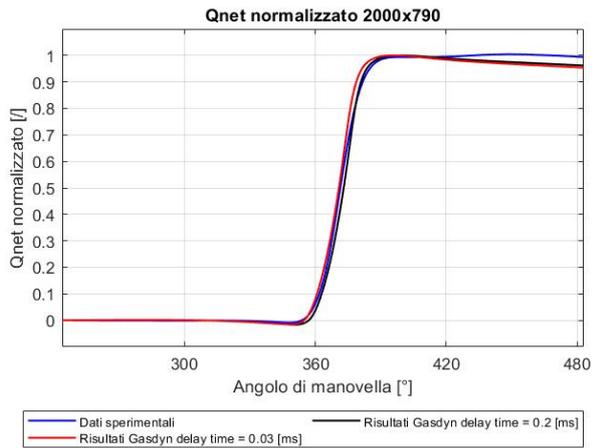


Figura A.11 Q_{net} normalizzato - sweep di velocità – modello HCNG

Tabella A.19 portata aria aspirata e pressione collettore aspirazione - sweep velocità – modello HCNG

SWEEP VELOCITÀ					
	2000x7.9	2570x7.9	3300x7.9	4000x7.9	4600x7.9
Ψ [°]	17.3	18.7	20.35	22.53	24.25
Portata aria aspirata [kg/s]					
Dati sperimentali	0.0182	0.0240	0.0312	0.0387	0.0452
Risultati numerici delay time = 0.03 ms	0.0182	0.0242	0.0311	0.0391	0.0456
Errore	0.18%	0.80%	-0.08%	1.15%	0.83%
Pressione collettore aspirazione [bar]					
Dati sperimentali	0.911	0.931	0.927	0.935	0.952
Risultati numerici delay time = 0.03 ms	0.781	0.806	0.783	0.847	0.828
Errore	-14.30%	-13.42%	-15.5%	-9.49%	-13.10%

Tabella A.20 temperatura monte turbina – sweep velocità – modello HCNG

Temperatura monte turbina [K]					
	2000x7.9	2570x7.9	3300x7.9	4000x7.9	4600x7.9
Dati sperimentali	916.4	967.8	1023.5	1057.2	1084.9
Ris. numerici delay time=0,03 ms	1028.0	1045.4	1064.1	1064.1	1070.4
ΔT	111.6	77.6	40.6	6.9	-14.5

Tabella A.21 pressione monte turbina – sweep velocità – modello HCNG

Pressione monte turbina [bar]					
	2000x7.9	2570x7.9	3300x7.9	4000x7.9	4600x7.9
Dati sperimentali	1.20	1.32	1.44	1.54	1.64
Ris. numerici delay time=0,03 ms	1.26	1.43	1.58	1.72	1.83
Errore	5.00%	8.33%	9.72%	11.69%	11.59%

A.4 Confronto CNG HCNG

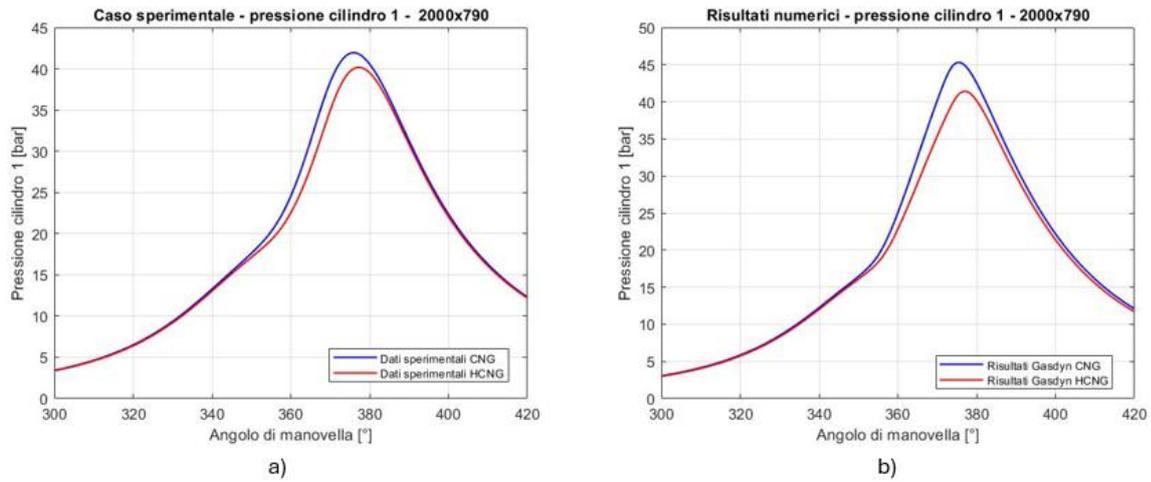


Figura A.12 ciclo di pressione – confronto CNG HCNG 2000x7.9
a) caso sperimentale b) caso numerico

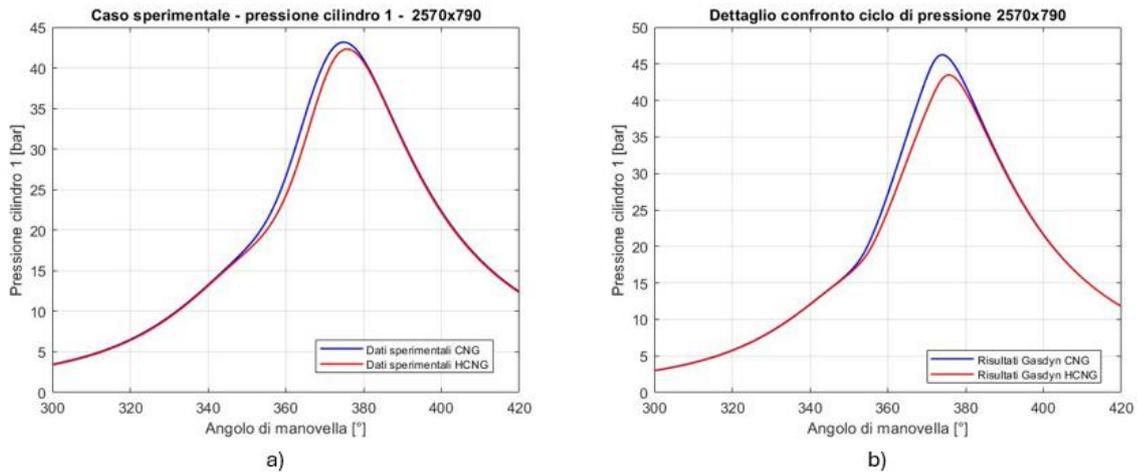


Figura A.13 ciclo di pressione – confronto CNG HCNG 2570x7.9
a) caso sperimentale b) caso numerico

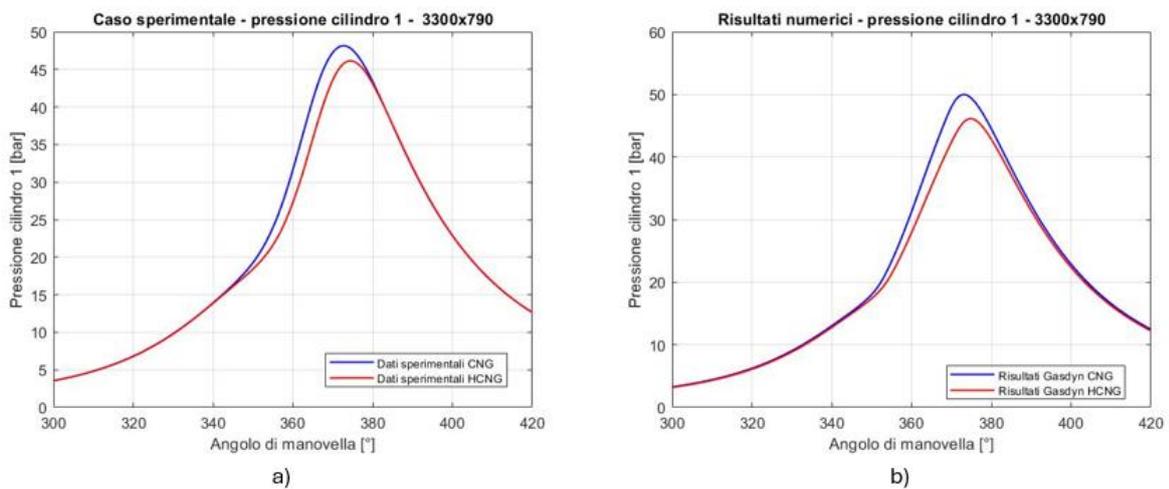
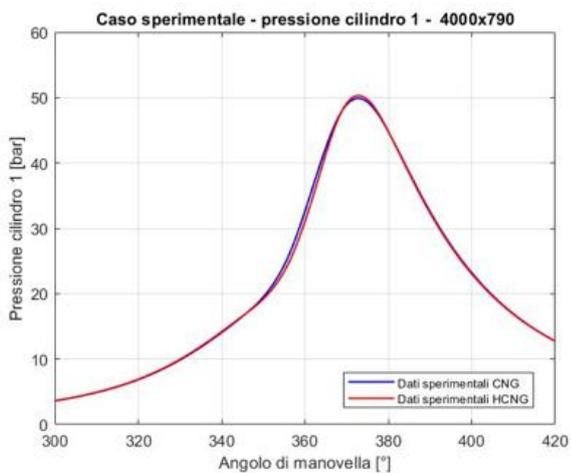
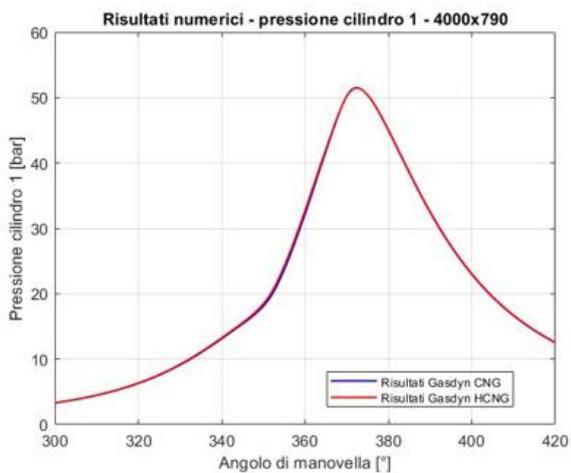


Figura A.14 ciclo di pressione – confronto CNG HCNG 3300x7.9
a) caso sperimentale b) caso numerico



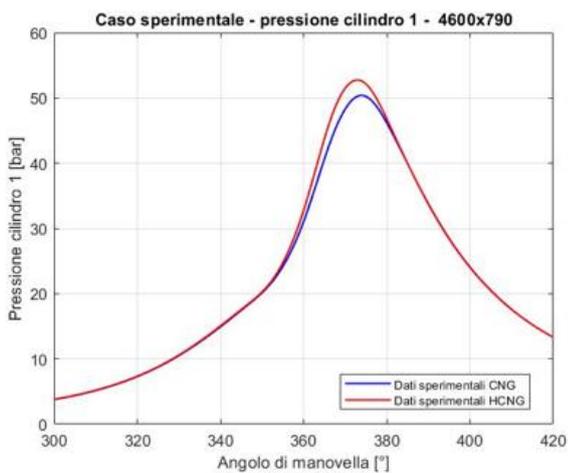
a)



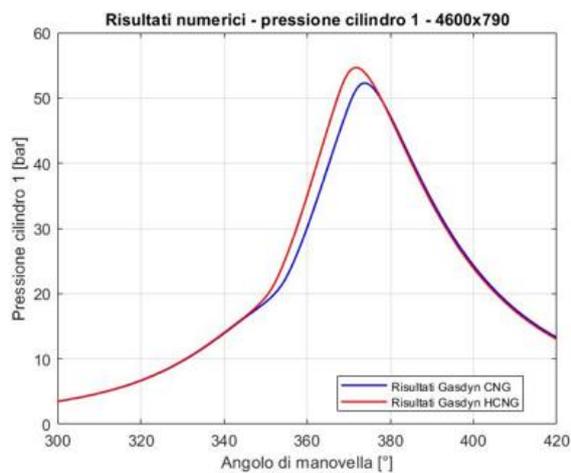
b)

Figura A.15 ciclo di pressione – confronto CNG HCNG 4000x7.9

a) caso sperimentale b) caso numerico



a)



b)

Figura A.16 ciclo di pressione – confronto CNG HCNG 4600x7.9

a) caso sperimentale b) caso numerico

Bibliografia

- [1] Baratta, Mirko, Stefano D'Ambrosio, and Daniela Anna Misul. *Performance and emissions of a turbocharged spark ignition engine fuelled with CNG and CNG/hydrogen blends*. No. 2013-01-0866. SAE Technical Paper, 2013.
- [2] Baratta, Mirko, et al. "Effects of H₂ addition to compressed natural gas blends on cycle-to-cycle and cylinder-to-cylinder combustion variation in a spark-ignition engine." *Journal of engineering for gas turbines and power* 136.5 (2014): 051502.
- [3] Baratta, Mirko, and Daniela Misul. "Development of a method for the estimation of the behavior of a CNG engine over the NEDC cycle and its application to quantify for the effect of hydrogen addition to methane operations." *Fuel* 140 (2015): 237-249.
- [4] Matteo Sopranzi. *Sviluppo di un modello Gasdyn fuel-flexible di un motore alimentato con metano/idrogeno*. Tesi di laurea magistrale Politecnico di Torino 04/2023
- [5] Onorati, Angelo, and Gianluca Montenegro. *1D and multi-D modeling techniques for IC engine simulation*. SAE International, 2020.
- [6] Manuale Gasdyn: *Theory Guide*
- [7] Baratta, Mirko, and Ezio Spessa. "Numerical simulation techniques for the prediction of fluid-dynamics, combustion and performance in IC engines fuelled By CNG." *Computational Simulations and Applications* (2011): 267.
- [8] Fox, Jonathan W., Wai K. Cheng, and John B. Heywood. "A model for predicting residual gas fraction in spark-ignition engines." *SAE Transactions* (1993): 1538-1544.
- [9] Zimont, Vladimir L. "Gas premixed combustion at high turbulence. Turbulent flame closure combustion model." *Experimental thermal and fluid science* 21.1-3 (2000): 179-186.