

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale
Dipartimento di Energia

Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Meccanica



**SIMULAZIONE TERMO-FLUIDODINAMICA DI UN MOTORE
ENDOTERMICO DIESEL SOVRALIMENTATO MEDIANTE
TURBOCOMPRESSORE**

Relatore: Prof. Angelo ONORATI

Correlatore: Dr. Tarcisio CERRI

Tesi di Laurea di:

Gloria GALLI

Matr. 711921

Anno Accademico 2011-2012

Ringraziamenti

Rivolgo i miei primi ringraziamenti al Prof. Onorati, per avermi concesso la possibilità di svolgere questo lavoro di tesi nonostante il mio particolare percorso formativo, consentendomi di allargare gli studi in veicoli anche agli aspetti motoristici.

Ringrazio il Dr. Cerri per la disponibilità, le competenze, i consigli “pratici” nell’insegnare l’utilizzo di Gsdyn ed in particolare per la comprensione dimostrata.

Ringrazio Luca per i preziosi consigli e suggerimenti, per le spiegazioni sempre esaurienti.

Vorrei ringraziare la mia famiglia, innanzitutto per non avermi ostacolata quando decisi di iniziare questo secondo percorso di studi in ingegneria meccanica.

Grazie a Metta, per avermi costantemente sostenuta, per avermi spronata nei momenti di sconforto con la sua severità e il suo carattere forte, per ricordarmi di credere sempre in Colui che da sempre veglia su di noi.

Grazie a Pippo, che nonostante i continui scontri ha sempre nutrito stima e fiducia in me, perché so quanto sia orgoglioso e da quanto tempo aspettasse questo momento, spero di renderti felice.

Grazie a Gas, fedele presenza, sempre pronto a regalarmi un sorriso.

Grazie a Ben, l’ingegnere perfetto: con le sue competenze tecniche il suo percorso di studi stellare e soprattutto con la sua solita aria di sfida è stato per me un esempio e modello a cui aspirare; grazie per credere sempre in me e sostenermi, grazie per avermi sopportata in questi tre anni difficili.

Ringrazio Te che dall’alto mi ha regalato il dono migliore che potessi sperare, per avermi concesso l’ultima possibilità, la più preziosa e la fede che mai perderò.

Gloria

INDICE GENERALE

INTRODUZIONE.....	3
1 LA SOVRALIMENTAZIONE.....	5
1.1 Caratteristiche generali	5
1.2 Classificazione dei sistemi utilizzati.....	7
1.2.1 La turbosovralimentazione	7
1.2.2 Energia posseduta dai gas di scarico	8
1.2.3 Sistema a pressione costante reale	10
1.2.4 Sistema ad impulsi reale.....	11
1.3 Applicazione alla propulsione stradale.....	13
1.3.1 Modelli per il calcolo del turbocompressore	15
1.4 Mappe di funzionamento di compressore e turbina	19
1.5 L'interrefrigerazione	21
1.6 Ricircolo dei gas combusti (EGR)	23
2 EQUAZIONI E MODELLI TERMODINAMICI DEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA.....	25
2.1 Modellazione fluidodinamica monodimensionale.....	25
2.2 Equazioni fondamentali	26
2.3 Metodi numerici.....	33
2.3.1 Il metodo delle caratteristiche	33
2.3.2 I metodi Shocking-Capturing	35
2.4 Modellazione del processo di combustione	37
2.4.1 Equazioni del modello di combustione	38

2.4.2	Zona carica fresca (aria + gas residui).....	40
2.4.3	Zona del combustibile vaporizzato.....	41
2.4.4	Zona dei gas combusti.....	43
2.4.5	Scambio termico.....	44
2.4.6	Soluzione delle equazioni.....	45
3	MODELLAZIONE E CONFRONTO DEL MOTORE DIESEL DV6 TURBOSOVRALIMENTATO.....	47
3.1	Struttura del modello Gsdyn.....	48
3.2	Risultati delle simulazioni.....	52
3.2.1	Confronto parametri di funzionamento.....	52
3.2.2	Confronto pressioni.....	56
3.2.3	Confronto della temperature.....	63
4	SIMULAZIONE E CONFRONTO DEI MODELLI CON ARCHITETTURA PER IL RICIRCOLO DEI GAS COMBUSTI.....	67
4.1	Modifiche apportate alla struttura.....	67
4.2	Confronto Egr Short Route.....	69
	CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	80
	BIBLIOGRAFIA.....	81

INDICE DELLE FIGURE

FIGURA 1.1 CONFRONTO TRA CICLO LIMITE A QUATTRO TEMPI ASPIRATO E SOVRALIMENTATO, CON RAPPORTO DI COMPRESSIONE COSTANTE (A) E CON PRESSIONE MASSIMA COSTANTE (B).	6
FIGURA 1.2 TURBOCOMPRESSORE A GAS DI SCARICO PER IMPIEGO AUTOMOBILISTICO, COMPOSTO DA UNA TURBINA CENTRIPETA A SINGOLO INGRESSO E DA UN COMPRESSORE CENTRIFUGO DISPOSTI SULLO STESSO ALBERO.....	7
FIGURA 1.3 TURBOSOVRALIMENTAZIONE CON PRESSIONE COSTANTE A MONTE TURBINA (A), TURBOSOVRALIMENTAZIONE AD IMPULSI DI PRESSIONE (B).	8
FIGURA 1.4 RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DELL'ENERGIA POSSEDUTA DAI GAS DI SCARICO DI UN MOTORE A QUATTRO TEMPI ED IDEALMENTE UTILIZZABILE IN UNA TURBINA PER TRASCINARE UN COMPRESSORE DI SOVRALIMENTAZIONE.	9
FIGURA 1.5 EFFICIENZA NELLA TRASMISSIONE DELL'ENERGIA TRA MOTORE E TURBINA IN FUNZIONE DELLA CONTROPRESSIONE ALLO SCARICO PS.	11
FIGURA 1.6 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE DEL CILINDRO PCIL E NEL CONDOTTO DI SCARICO PS IN FUNZIONE DELL'ANGOLO DI MANOVELLA, A SEGUITO DELLO SCARICO DAL CILINDRO IN UN CONDOTTO DI PICCOLO VOLUME.....	12
FIGURA 1.7 INFLUENZA DELLA RIDUZIONE DELL'AREA DELLA SEZIONE D'INGRESSO IN TURBINA SULLE PRESTAZIONI DI UN MOTORE TURBOSOVRALIMENTATO.	15
FIGURA 1.8 VALORI TIPICI DEL COEFFICIENTE RIDUTTIVO DI PORTATA ED AMPLIFICATIVO DELL'ENERGIA CONVOGLIATE DA UN FLUSSO PULSANTE.....	17
FIGURA 1.9 DIAGRAMMA PER LA DETERMINAZIONE DEL PUNTO DI FUNZIONAMENTO DI UN TURBOCOMPRESSORE A SINGOLO STADIO AZIONATO DA GAS DI SCARICO, IN FUNZIONE DEI PRINCIPALI PARAMETRI CHE LO CARATTERIZZANO E DA PORTATA E TEMPERATURA DEI GAS CHE ARRIVANO IN TURBINA.	18
FIGURA 1.10 CAMPO DI FUNZIONAMENTO DI UN MOTORE QUATTRO TEMPI SOVRALIMENTATO, SOVRAPPOSTO ALLA MAPPA CARATTERISTICA DEL COMPRESSORE CON: LINEA DI POMPAGGIO, CURVE A REGIME NC COSTANTE E LINEE ISORENDIMENTO	20
FIGURA 1.11 CAMPO DI FUNZIONAMENTO DI UNA TURBINA RADIALE, CURVE A REGIME COSTANTE E ISORENDIMENTO.....	21
FIGURA 1.12 SCHEMATIZZAZIONE DEL PROCESSO DI INTERREFRIGERAZIONE DELLA CARICA COMPRESSA MEDIANTE UNO SCAMBIATORE DI CALORE E RAPPRESENTAZIONE DELLE RELATIVE TRASFORMAZIONI SUL PIANO TEMPERATURA-ENTROPIA.	22

FIGURA 1.13 EFFETTO DELL'INTERREFRIGERAZIONE SULLA MASSA VOLUMICA DELLA CARICA INVIATA AL MOTORE.....	23
FIGURA 1.14 RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DI UN IMPIANTO DI RICIRCOLO ESTERNO DI GAS COMBUSTI, AD ALTA PRESSIONE E DI BREVE PERCORSO (SHORT-ROUTE EGR).....	24
FIGURA 2.1 VOLUME DI CONTROLLO CON VARIAZIONE DI SEZIONE PER LA RAPPRESENTAZIONE MONODIMENSIONALE DEL FLUSSO DI UN FLUIDO	27
FIGURA 2.2 TRACCIAMENTO DELLE LINEE CARATTERISTICHE NEL PIANO (X,T) DISCRETIZZATO	34
FIGURA 2.3 SCHEMA DEL MODELLO DI COMBUSTIONE A TRE ZONE	38
FIGURA 3.1 SPACCATO DEL MOTORE DV6	48
FIGURA 3.2 MODELLAZIONE DEL MOTORE DV6 IN AMBIENTE GASDYN	49
FIGURA 3.3 MODELLO MONODIMENSIONALE DEL MOTORE DV6 SENZA RICIRCOLO DI GAS COMBUSTI	50
FIGURA 3.4 MAPPE E RELATIVO PUNTO DI FUNZIONAMENTO DI COMPRESSORE E TURBINA DEL DV6 2012.....	51
FIGURA 3.5 MAPPE E RELATIVO PUNTO DI FUNZIONAMENTO DI COMPRESSORE E TURBINA DEL DV6 2010.....	51
FIGURA 3.6 MASSA DI ARIA ASPIRATA IN RAPPORTO AL NUMERO DI GIRI	52
FIGURA 3.7 COPPIA ALL'ALBERO AL VARIARE DEI GIRI DEL MOTORE	53
FIGURA 3.8 POTENZA ASSORBITA DAL COMPRESSORE AL VARIARE DEI GIRI DEL MOTORE	54
FIGURA 3.9 POTENZA EROGATA DALLA TURBINA AL VARIARE DEI GIRI DEL MOTORE	54
FIGURA 3.10 ANDAMENTO DEGLI NO _x AL VARIARE DEI GIRI DEL MOTORE	55
FIGURA 3.11 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE A MONTE COMPRESSORE IN FUNZIONE DELL'ANGOLO DI MANOVELLA	57
FIGURA 3.12 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE A VALLE COMPRESSORE IN FUNZIONE DELL'ANGOLO DI MANOVELLA	57
FIGURA 3.13 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE A VALLE DELL'INTERCOOLER	58
FIGURA 3.14 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE AL PLENUM DI ASPIRAZIONE	59
FIGURA 3.15 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE IN INGRESSO AL I CILINDRO NEL CONDOTTO TANGENZIALE ...	59
FIGURA 3.16 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE IN INGRESSO AL I CILINDRO NEL CONDOTTO ELICOIDALE	60

FIGURA 3.17 PRESSIONE IN USCITA DAL IV CILINDRO AL VARIARE DELL'ANGOLO DI MANOVELLA	61
FIGURA 3.18 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE IN INGRESSO TURBINA AL VARIARE DELL'ANGOLO DI MANOVELLA	61
FIGURA 3.19 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE ALL'USCITA DELLA TURBINA	62
FIGURA 3.20 CONFRONTO DELLE TEMPERATURE NEI CONDOTTI DI ASPIRAZIONE DI COMPRESSORE, INTERCOOLER, CILINDRI	63
FIGURA 3.21 CONFRONTO DELLE TEMPERATURE DI SCARICO DI COMPRESSORE, CILINDRI, INTERCOOLER E TURBINA.....	64
FIGURA 4.1 ARCHITETTURA DEL MODELLO DV6 MODIFICATO PER SIMULAZIONE MEDIANTE RICIRCOLO DI GAS COMBUSTI.....	68
FIGURA 4.2 DETTAGLIO DELL'ELEMENTO EGR-COOLER MODIFICATO	69
FIGURA 4.3 ANDAMENTO DELLA COPPIA IN FUNZIONE DELLA PERCENTUALE DI EGR	70
FIGURA 4.4 ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA AL PLENUM DI ASPIRAZIONE	71
FIGURA 4.5 ANDAMENTO DELL'ARIA ASPIRATA IN FUNZIONE DELLA PERCENTUALE DI EGR	71
FIGURA 4.6 ANDAMENTO ANDAMENTO DELLA PERCENTUALE DI APERTURA DELLA TURBINA AL VARIARE DELLA PERCENTUALE DI EGR.....	72
FIGURA 4.7 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE A MONTE TURBINA IN FUNZIONE DELLA PERCENTUALE DI EGR.....	73
FIGURA 4.8 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE A VALLE TURBINA IN FUNZIONE DELLA PERCENTUALE DI EGR .	73
FIGURA 4.9 ANDAMENTO DEL RAPPORTO DI ESPANSIONE IN FUNZIONE DELLA PERCENTUALE DI EGR	74
FIGURA 4.10 ANDAMENTO DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE IN FUNZIONE DELLA PERCENTUALE DI EGR.....	75
FIGURA 4.11 ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA DEL COMPRESSORE IN FUNZIONE DELLA PERCENTUALE DI EGR.....	75
FIGURA 4.12 ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA DELLA TURBINA AL VARIARE DELLA PERCENTUALE DI EGR	76
FIGURA 4.13 ANDAMENTO DEGLI NOX IN FUNZIONE DELLA PERCENTUALE DI EGR	77
FIGURA 4.14 RIDUZIONE PERCENTUALE DI EMISSIONE DEGLI NOX AL VARIARE DELLA PERCENTUALE DI EGR.....	77

FIGURA 4.15 ANDAMENTO DEL CONSUMO DI COMBUSTIBILE IN FUNZIONE DELLA PERCENTUALE DI EGR .. 78

FIGURA 4.16 AUMENTO PERCENTUALE DEL CONSUMO DI COMBUSTIBILE AL VARIARE DELLA PERCENTUALE DI EGR.....79

SOMMARIO

Scopo della presente tesi è lo sviluppo di modello monodimensionale completo di un motore endotermico diesel quattro tempi, sovralimentato mediante turbocompressore e provvisto di un sistema *EGR Short Route*.

La presente tesi si propone di analizzare gli andamenti delle principali grandezze prestazionali, termodinamiche e le emissioni di gas inquinanti del motore oggetto di studio. L'analisi viene condotta a partire dai risultati di simulazioni termo-fluidodinamiche realizzate mediante il codice *Gasdyn*, sviluppato all'interno del Politecnico di Milano, presso il Gruppo di Motori a Combustione Interna.

Successivamente le simulazioni sono confrontate con i risultati ottenuti da studi risalenti al 2010 sulla versione precedente del medesimo motore Diesel, concentrandosi sui parametri di prestazione, pressione, temperatura ed emissione di gas inquinanti, in particolare ossidi di azoto.

Parole chiave: modellazione monodimensionale; motore sovralimentato; diesel; gruppo turbocompressore, *Gasdyn* simulazione termo-fluidodinamica; *EGR Short Route* ; inquinanti NOx.

ABSTRACT

The purpose of this thesis is the development of one-dimensional model of a four-stroke diesel combustion engine, supercharged by turbocharger and provided with an *Egr Short Route* gas recirculation.

This thesis aim is to analyze the performance of this engine studying the results of the thermo-fluid dynamic simulations carried out using the code *Gasdyn*, developed at the Politecnico of Milan, at the group of Internal Combustion Engines.

Then the simulations are compared with the results obtained from a previous work dating 2010 on the previous version of the same Diesel engine, focusing on the performance parameters, pressure, temperature and emissions of gaseous pollutants, especially nitrogen oxides.

Keywords: one-dimensional modeling; supercharged engine; diesel turbocharger; GASDYN thermo-fluid dynamics simulation; Short Route EGR; NOx pollutants

INTRODUZIONE

Il motore a combustione interna è senza dubbio la macchina termica più diffusa per la movimentazione di autoveicoli, essendo caratterizzato da una relativa semplicità costruttiva e da un rapporto peso-potenza favorevole.

Fin dall'inizio della storia del motore si è cercato di aumentarne le prestazioni, senza penalizzare la compattezza, a questo obiettivo, negli ultimi anni, si è unita la necessità di limitare le emissioni inquinanti, regolamentate per legge, e di aumentare l'efficienza energetica, riducendo i consumi di combustibile.

Una delle più valide possibilità per ottenere un incremento della potenza sviluppata è l'adozione della sovralimentazione, che nella forma della turbosovralimentazione ha trovato fin dagli albori la sua naturale applicazione nei motori Diesel.

L'utilizzo di un turbocompressore azionato dai gas di scarico consente di innalzare la pressione media effettiva del ciclo motore mediante la compressione della carica fresca entrante nel cilindro, senza aumentarne il regime di rotazione e la cilindrata, mantenendo perciò invariate dimensioni e peso; inoltre migliora il rendimento e la combustione diffusiva tipica di questi motori, garantendo la possibilità, se unito a sistemi di iniezione adeguati, di controllare al meglio la quantità di gasolio iniettata e limitare gli inquinanti prodotti.

Lo studio dei processi fluidodinamici tipici dei motori alternativi a combustione interna, necessario per consentire innovazioni tecniche in grado di migliorarli, ha da sempre richiesto un numero molto elevato di prove sperimentali, complesse e costose. Con l'avvento dei calcolatori elettronici sono stati quindi sviluppati dei codici in grado di aiutare nella comprensione di questi fenomeni mediante la loro simulazione numerica. L'aumento continuo della potenza di calcolo disponibile ha portato al miglioramento di questi codici, fino a renderli adatti a simulare, con un'approssimazione monodimensionale, dei flussi di gas notevolmente instazionari come quelli generati dallo svolgimento del ciclo a quattro tempi in un motore o dall'accoppiamento di questo con un turbocompressore.

Oggi la possibilità di utilizzare le simulazioni al calcolatore è concreta, in quanto si sono raggiunte accuratèzze pienamente accettabili, inoltre la costruzione di modelli monodimensionali del sistema completo di condotti di un motore si affianca alle prove sperimentali per ridurre il loro numero e quindi tempi e costi necessari all'ottimizzazione.

Questo lavoro di tesi confronta due varianti di un motore Diesel di cui sono stati realizzati due modelli monodimensionali differenti tramite il codice

Gasdyn e l'interfaccia grafica *GasdynPre2*. Questo codice monodimensionale, nato e sviluppato presso il Gruppo di Motori del Politecnico di Milano, permette la simulazione dei processi termo-fluidodinamici ed acustici che avvengono nei motori a combustione interna, nonché la previsione delle prestazioni e delle emissioni inquinanti prodotte.

I due modelli sono stati quindi confrontati, tramite i risultati ottenuti dalle simulazioni, analizzando parametri prestazionali, termodinamici ed emissioni inquinanti.

Lo svolgimento del lavoro è suddiviso in quattro capitoli, che vengono qui sinteticamente descritti.

- Nel primo capitolo viene introdotta la tecnica della sovralimentazione, elencando i diversi sistemi utilizzabili e le caratteristiche delle macchine impiegate, con i loro parametri operativi e le mappe di funzionamento.
- Nel secondo capitolo viene brevemente illustrata la modellazione numerica dei motori, per quanto riguarda la parte fluidodinamica e la combustione.
- Nel terzo capitolo sono descritte le differenze tra le due varianti di motore analizzate e le modifiche apportate rispetto all'architettura precedente. In seguito viene operato il confronto delle grandezze prestazionali e termodinamiche tra i due modelli mediante i risultati ottenuti dalle simulazioni.
- Nel quarto ed ultimo capitolo viene presentata la modellazione del motore con ricircolo di gas combusti e i risultati delle simulazioni vengono nuovamente confrontati con quelli provenienti dal modello antecedente, per indagare le differenze di emissioni inquinanti dei due motori.

Capitolo 1

La sovralimentazione

1.1 Caratteristiche generali

Nella progettazione degli odierni motori a combustione interna la sovralimentazione svolge un ruolo fondamentale non solo per il miglioramento delle prestazioni, ma anche per la riduzione dei consumi di combustibile e delle emissioni inquinanti. In letteratura sono presenti numerosi contributi relativi alla sovralimentazione, questi si riferiscono a tecnologie quali turbocompressori a geometria variabile e multistadio, spesso integrati con sistemi di ricircolo dei gas di scarico (Exhaust Gas Recirculation - EGR) ad alta e/o bassa pressione. Tali tecnologie si stanno affermando anche come strategie di controllo delle emissioni inquinanti e di riduzione dei consumi.

Scopo principale della sovralimentazione è quello di introdurre nel cilindro una massa di carica fresca superiore a quella corrispondente all'aspirazione naturale, in modo tale da ottenere una maggiore potenza effettiva (P_e) a parità di cilindrata (V), aumentando però, allo stesso tempo, anche la pressione media effettiva (p_{me}). La relazione che lega le suddette variabili è la seguente:

$$P_e = V \cdot p_{me} \cdot n/\varepsilon \quad (1.1)$$

Osservando l'equazione (1.1) si nota che lo stesso risultato potrebbe essere ottenuto incrementando il regime di rotazione del motore (n), ma in questo caso aumenterebbero anche le forze di inerzia a cui sono sottoposti gli organi meccanici con il quadrato della velocità media del pistone. Usufruendo di una maggiore p_{me} , invece, crescono solo linearmente le spinte esercitate dai gas in espansione nel cilindro e possono essere meglio contenute attraverso un irrobustimento degli organi. Inoltre, la velocità di rotazione massima, in un ciclo Diesel, è limitata dai tempi necessari allo svolgimento del processo di combustione.

La *figura 1.1* mostra il confronto tra il ciclo limite di un motore sovralimentato e quello ad aspirazione naturale.

Il primo inizia ad una pressione più elevata, dato che è disponibile una maggiore massa d'aria, può essere bruciato più combustibile, ricavando quindi un lavoro utile maggiore.

Questa caratteristica è evidenziata anche dal fatto che al ciclo sovralimentato corrisponde un'area (proporzionale sul piano $p-V$) maggiore rispetto al caso aspirato.

Si vede come anche la pressione massima del ciclo (p_{max}) aumenta, con conseguenti maggiori sollecitazioni meccaniche, ma ciò avviene mantenendo inalterato il rapporto di compressione rispetto al motore aspirato; variando quest'ultimo in modo opportuno (figura 1.1-b) si può invece mantenere la pressione massima inalterata, estraendo comunque un lavoro maggiore, a cui corrisponde una potenza effettiva superiore.

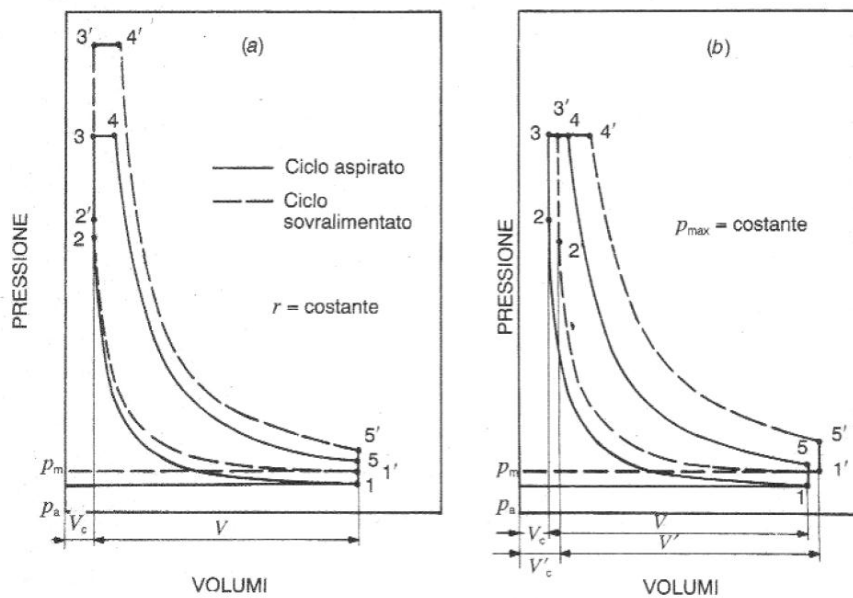


Figura 1.1 Confronto tra ciclo limite a quattro tempi aspirato e sovralimentato, con rapporto di compressione costante (a) e con pressione massima costante (b).

In generale, si può affermare che la sovralimentazione comporta i seguenti vantaggi:

- Riduce l'ingombro, il peso e quindi il costo per unità di potenza sviluppata dal motore;
- Permette di ridurre la cilindrata a parità di potenza sviluppata dal motore
- Può migliorare il rendimento, ossia diminuire i consumi specifici;
- Migliora il processo di combustione nel motore Diesel, riducendo il ritardo di accensione e permettendo di bruciare combustibili più scadenti rispetto all'aspirazione naturale;
- Rende il motore più silenzioso in quanto assicura una combustione più graduale.

1.2 Classificazione dei sistemi utilizzati

1.2.1 La turbosovralimentazione

La turbosovralimentazione prevede l'accoppiamento di due macchine dinamiche in grado di elaborare elevate portate di fluido con lavori ridotti, con una macchina volumetrica atta a produrre lavori notevoli pur operando con piccole portate, come il motore a combustione interna.

Turbina e compressore sono solitamente macchine radiali, la prima centripeta, mentre il secondo centrifugo; in questo modo è possibile ottenere rapporti di espansione e compressione abbastanza elevati. Una macchina radiale, infatti, per generare una variazione dell'energia posseduta dal fluido, sfrutta la differenza di raggio tra le sezioni di ingresso ed uscita trasformandola in una variazione di velocità periferica U .

Turbina e compressore sono calettati sul medesimo albero, come mostrato in *figura 1.2*, la due macchine formando un unico gruppo collegato al motore esclusivamente per via fluidodinamica, definito turbocompressore.

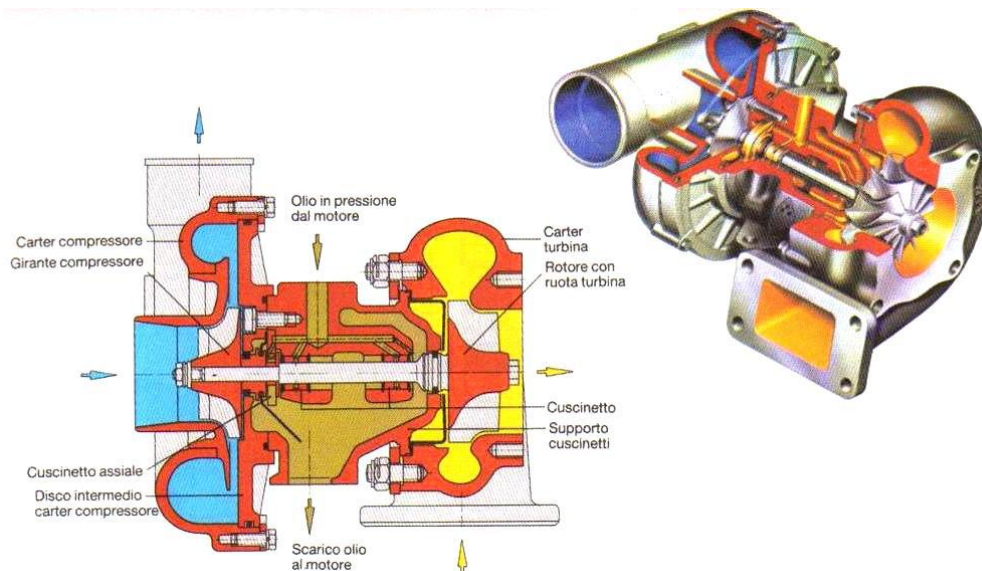


Figura 1.2 Turbocompressore a gas di scarico per impiego automobilistico, composto da una turbina centripeta a singolo ingresso e da un compressore centrifugo disposti sullo stesso albero.

La turbosovralimentazione a gas di scarico può essere suddivisa, in base alla condizione presente a monte della turbina: se a monte della turbina è presente

un insieme di condotti di volume sufficientemente ampio da smorzare le onde di pressione e portata, si avrà una pressione che si può ritenere costante, ed infatti si parla di turbosovralimentazione a pressione costante (*figura 1.3-a*). Se invece il volume dei condotti è ridotto si parla di turbosovralimentazione ad impulsi di pressione (*figura 1.3-b*), in quanto gli impulsi di pressione si trasferiscono alla girante della turbina, che “vedrà” perciò un flusso variabile con il tempo in modo significativo, e quindi assolutamente non stazionario (molto più che nel caso precedente).

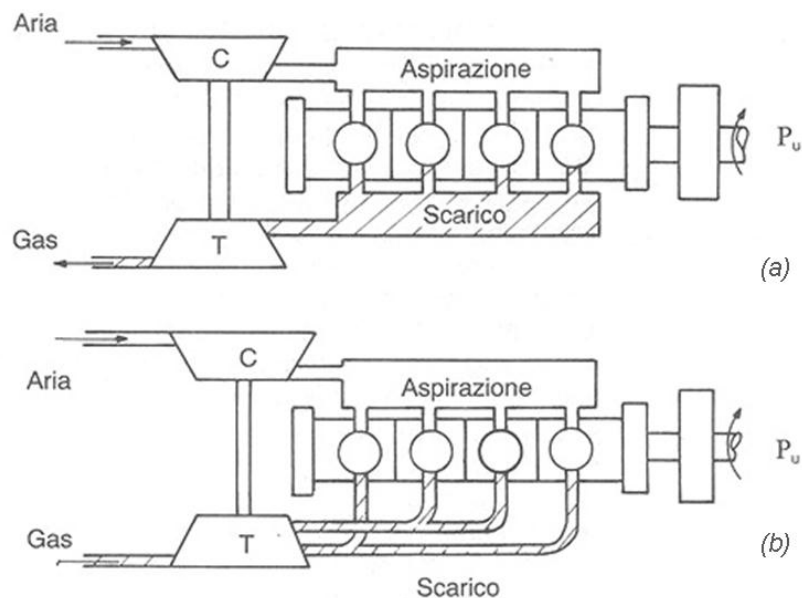


Figura 1.3 Turbosovralimentazione con pressione costante a monte turbina (a), turbosovralimentazione ad impulsi di pressione (b).

1.2.2 Energia posseduta dai gas di scarico

La turbosovralimentazione a gas di scarico è considerata la modalità di maggiore efficacia atta a recuperare una parte della perdita di energia, dovuta al troncamento dell'espansione nel cilindro, di un volume pari a quello iniziale del ciclo.

Osservando, in *figura 1.4*, sul piano pressione-volume totali, la parte riguardante il processo di sostituzione del fluido del ciclo limite di un quattro tempi sovralimentato, la linea rappresentante l'espansione nel cilindro, secondo una trasformazione adiabatica, è stata estesa dal punto 2 (corrispondente al p_{mi}) fino alla pressione ambiente (p_a), secondo una

trasformazione che si potrebbe ottenere permettendo al pistone di spostarsi fino al volume V_4 .

La massima energia estraibile dai gas di scarico è quindi rappresentata dall'area tratteggiata 2-3-4-5. Essa viene comunemente chiamata "energia di scarico spontaneo" ed assume un valore che dipende dalla pressione e dalla temperatura del punto 2.

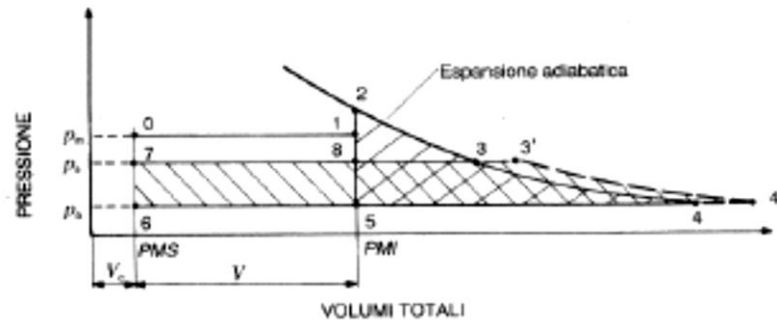


Figura 1.4 Rappresentazione schematica dell'energia posseduta dai gas di scarico di un motore a quattro tempi ed idealmente utilizzabile in una turbina per trascinare un compressore di sovralimentazione.

Poiché il suo utilizzo in una macchina volumetrica non si è mostrato conveniente, si può pensare di completare l'espansione dei gas combusti in una turbina.

Se la turbina fosse posta direttamente a valle dei condotti di scarico del motore e si trascurassero le eventuali perdite, si potrebbe recuperare interamente l'energia disponibile, completando l'espansione in turbina e portando quasi a zero il lavoro che il pistone dovrebbe compiere per l'espulsione dei gas (con una sezione di passaggio sufficientemente ampia da generare una contropressione limitata); in tal modo si otterrebbe un "sistema ad impulsi ideale".

Invece, in un "sistema a pressione costante ideale", si potrebbe ipotizzare di collocare, tra il motore e la turbina, un volume sufficientemente ampio da smorzare completamente le oscillazioni di portata e di pressione dovute agli scarichi dei singoli cilindri.

In questo caso la turbina, costituendo una strozzatura per il passaggio dei gas, potrà mantenere al suo ingresso, una pressione p_s , praticamente costante lungo tutto il ciclo.

In questo caso, la massima energia estraibile dai gas scaricati e messa a disposizione della turbina, è rappresentata dall'area tratteggiata 3'-4'-6-7.

1.2.3 Sistema a pressione costante reale

Il sistema a pressione costante reale è caratterizzato dalla presenza di un collettore di scarico, il cui volume deve essere sufficiente non solo per garantire il mantenimento di una pressione approssimativamente costante a monte della turbina, ma anche per smorzare le onde di pressione causate dall'effettiva successione degli scarichi dei diversi cilindri, tali onde, infatti, potrebbero ostacolare lo svuotamento di un cilindro, che nel momento considerato sta terminando l'espulsione di gas combusti.

Con un sistema così costruito, durante la fase di scarico spontaneo, la differenza di pressione tra cilindro (p_{cil}) e condotti (p_s) si mantiene molto elevata e il rapporto p_{cil}/p_s sarà superiore al valore critico.

Infatti, finché il rapporto di espansione è superiore o uguale a quello critico, i gas vengono accelerati fino al raggiungimento della velocità del suono nella sezione ristretta di uscita, si parla in tal caso di blocco sonico.

Si ha perciò un degradamento dell'energia disponibile, che non può perciò essere trasferita interamente ed efficacemente alla turbina.

Secondo [1] si può definire un'efficienza di trasmissione dell'energia π_t come rapporto tra il lavoro isoentropico trasmesso alla turbina ($(L_{is})_t$) e quello disponibile nel cilindro ($(L_{is})_{cil}$):

$$\pi_t = \frac{(L_{is})_t}{(L_{is})_{cil}} \quad (1.2)$$

Questa grandezza è rappresentata in un grafico (*figura 1.5*) rispetto al rapporto tra p_s e p_a , da cui si nota come per avere un'efficienza sufficientemente alta, a parità di pressione nel cilindro p_2 , bisogna avere un valore di p_s/p_a abbastanza grande: infatti, aumentando la contropressione p_s , si riduce la durata della fase di scarico spontaneo che avviene con forti differenze di pressione.

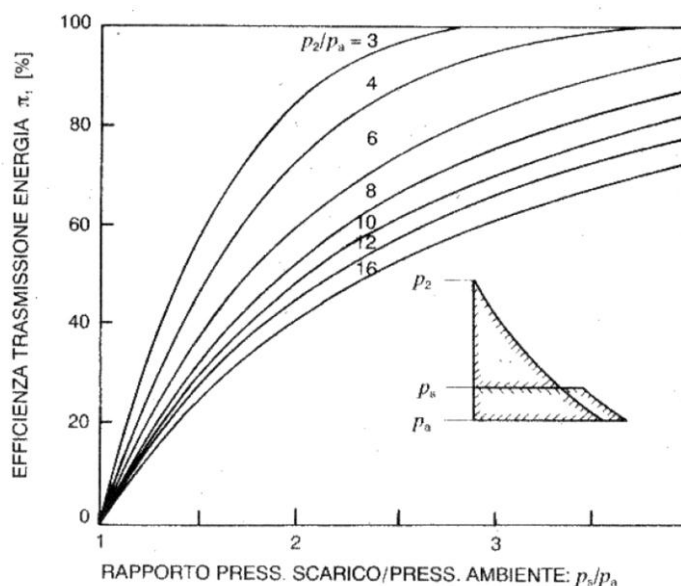


Figura 1.5 Efficienza nella trasmissione dell'energia tra motore e turbina in funzione della controcompressione allo scarico p_s .

La turbina può però lavorare in una condizione quasi stazionaria, come richiesto, per avere rendimenti elevati; inoltre questa necessita di un solo ingresso, dato che dal collettore "parte" un unico condotto.

Il vantaggio di questo sistema consiste nel fatto che si possono ottenere gradi di sovralimentazione (rapporto p_m/p_a) elevati, controllando la controcompressione, e si privilegia il rendimento termodinamico della turbina. Esso, inoltre, semplifica la costruzione dei collettori di scarico.

Per contro, si assiste ad uno sfruttamento non ottimale dell'energia disponibile e di una risposta più lenta ai transitori, a causa del tempo necessario all'adeguamento delle grandezze termodinamiche nel grande collettore.

1.2.4 Sistema ad impulsi reale

Il sistema di sovralimentazione ad impulsi è comunemente usato nei motori ad alta e media velocità, destinati a funzionare con carichi variabili nel tempo.

In questo caso i collettori di scarico presentano un volume relativamente piccolo, per cui si formano alti impulsi di pressione, che riducono il periodo di espansione senza controcompressione dei gas provenienti dal cilindro.

In un sistema ad impulsi reale i condotti di scarico sono direttamente collegati alla turbina, in modo da trasferire alla girante le onde di pressione con una buona efficienza, ma con un flusso risultante molto instazionario, che

pregiudica il rendimento della macchina. Rispetto ad un sistema ideale sarà sempre presente una contropressione allo scarico più o meno grande, che richiede al pistone un lavoro aggiuntivo per espellere i gas combusti dal cilindro dopo la fase di scarico spontaneo.

Analizzando lo scarico dal cilindro in un condotto di piccolo volume, ed in particolare l'andamento delle pressioni nei due ambienti, come mostrato in *figura 1.6*, si può affermare che la trasmissione dell'energia avviene in modo efficiente.

Infatti, appena dopo l'apertura della valvola di scarico (angolo ϑ_1), l'efflusso è molto dissipativo per via dell'elevata differenza tra le due pressioni, ma ben presto il valore di $p_{cil}-p_s$ si riduce sensibilmente proprio quando la portata massica di gas aumenta, consentendo di ridurre l'energia dissipata.

L'efficienza di trasmissione, come per il sistema a pressione costante, aumenta all'aumentare della contropressione p_s , la quale è legata in modo inversamente proporzionale al volume dei condotti; bisogna però considerare che sezioni troppo piccole possono portare ad alte perdite di tipo viscoso per attrito sulle pareti, portando ad una riduzione anche significativa dell'energia cinetica del fluido, che insieme a quella di pressione è la forma prevalentemente sfruttata dalla turbina.

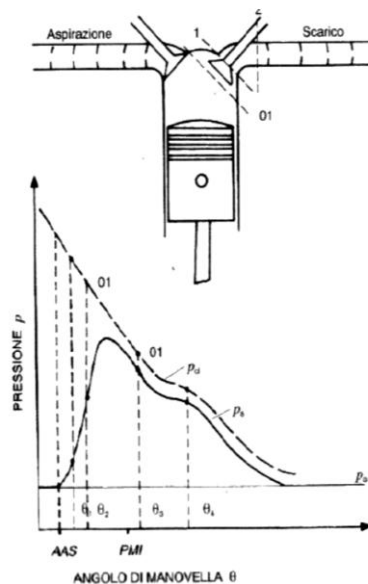


Figura 1.6 Andamento della pressione del cilindro p_{cil} e nel condotto di scarico p_s in funzione dell'angolo di manovella, a seguito dello scarico dal cilindro in un condotto di piccolo volume.

Anche in questo caso bisogna evitare interferenze tra i diversi cilindri, che pregiudicherebbero l'efficienza della trasmissione energetica, perciò i collettori devono prevedere il raggruppamento di quei cilindri che non vedano il sovrapporsi delle fasi di scarico: considerando i tempi effettivi di apertura delle valvole, ciò significa collegare gli scarichi di massimo tre cilindri allo stesso condotto, in modo tale che siano sufficientemente sfasati. Questo è proprio il numero ottimale, dato che consente di avere l'intervallo temporale minimo possibile; un numero inferiore di cilindri collegati al medesimo collettore causa il susseguirsi di onde di pressione molto distanziate tra loro, con quindi un aumento dell'instazionarietà del flusso, che come già detto riduce il rendimento termodinamico della turbina.

La geometria dei condotti di scarico deve quindi considerare questi aspetti, e la turbina dovrà necessariamente avere non più un solo ingresso, ma un numero maggiore (solitamente non più di due), in modo da "raccolgere" i diversi flussi dei gas di scarico..

Se il numero di cilindri non è divisibile per tre, o comunque si vuole mantenere una turbina a singolo ingresso, è necessario inserire a monte di quest'ultima un convertitore di impulsi: questo non è altro che un dispositivo che unisce più condotti, realizzato in modo da impedire il "ritorno" degli impulsi di pressione verso i cilindri, per evitare interferenze. In questo modo si conservano i pregi del sistema ad impulsi, ma garantendo una maggiore stazionarietà del flusso.

In ogni caso con il sistema ad impulsi le condizioni di funzionamento della turbina variano molto, "costringendola" a lavorare in condizioni non ottimali; il rendimento più basso rispetto alla soluzione a pressione costante è però ampiamente recuperato grazie alla maggiore quantità di energia disponibile, se il gruppo è adeguatamente progettato. Inoltre i tempi di risposta ai transitori sono ridotti, ed è possibile un buon adattamento a diverse condizioni di funzionamento del motore, fattori che rendono questa configurazione più adatta all'utilizzo su un autoveicolo, dove sono spesso richieste variazioni di regime e carico in tempi ridotti.

1.3 Applicazione alla propulsione stradale

In un motore sovralimentato si realizza l'accoppiamento di due macchine: il motore volumetrico alternativo ed il sovralimentatore, le cui caratteristiche di funzionamento sono spesso nettamente differenti.

Un corretto adattamento (*matching*) del turbosovralimentatore al motore dovrà quindi permettere al gruppo di funzionare in modo soddisfacente su

tutto il campo d'impiego, problema particolarmente sentito dai motori destinati ad operare su di un ampio campo di regimi e carichi, come ad esempio i motori per propulsione stradale.

Si tratta quindi di un lavoro di ottimizzazione consistente nel partire dalla conoscenza delle curve caratteristiche del sovralimentatore, sulle quali vengono riportate le curve del motore; questa operazione viene solitamente gestita con modelli di calcolo in grado di prevedere le mutue interazioni tra i diversi componenti del gruppo.

Un turbocompressore che deve essere utilizzato accoppiato ad un motore a combustione interna destinato alla propulsione stradale deve garantire una risposta veloce alle variazioni richieste dal guidatore ed una curva di coppia favorevole alla trazione, ovvero con valori crescenti al diminuire del regime di rotazione.

Per ottenere un rapido adeguamento alle condizioni richieste occorre che l'inerzia del turbocompressore sia ridotta (per esempio riducendo le dimensioni delle macchine), in modo che sia necessaria una minore energia per accelerare il gruppo; inoltre compressore e turbina debbono avere buoni rendimenti ed è preferibile utilizzare un sistema ad impulsi di pressione.

Anche per avvicinarsi alla curva ideale di potenza costante, e cioè disporre di una forza alle ruote (e quindi coppia del motore) inversamente proporzionale alla velocità del veicolo (ovvero velocità di rotazione del motore a parità di marcia), il sistema ad impulsi risulta il più adatto, dato che porta ad una riduzione meno marcata della pressione di mandata al diminuire del regime.

Il parametro che più influenza la curva di coppia è l'area di ingresso in turbina (si veda in *figura 1.7*), a cui è legata la capacità della stessa di elaborare differenti portate: con una piccola area la velocità dei gas che arrivano sulla girante sarà maggiore che con una sezione più ampia, e quindi la velocità di rotazione dell'albero del turbocompressore potrà aumentare rapidamente già ai bassi regimi del motore, dove si avrà una coppia elevata, a scapito di una riduzione di potenza e di maggiori consumi agli alti regimi. Viceversa, per avere potenza agli alti regimi, occorre aumentare la sezione del distributore, sacrificando però la risposta a regimi inferiori.

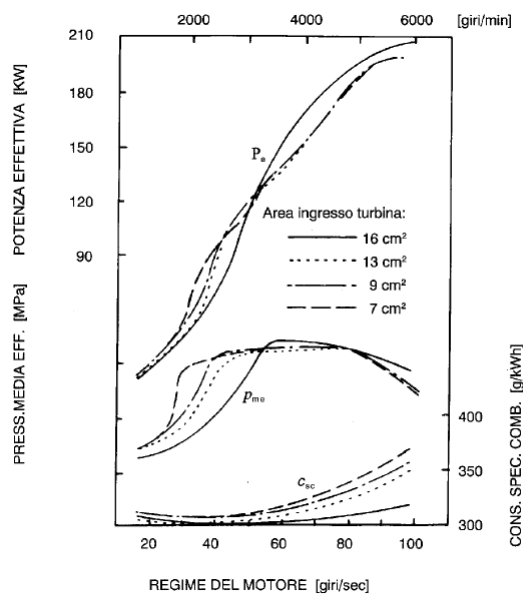


Figura 1.7 Influenza della riduzione dell'area della sezione d'ingresso in turbina sulle prestazioni di un motore turbosovralimentato.

1.3.1 Modelli per il calcolo del turbocompressore

Come già descritto in precedenza, il turbocompressore rappresenta l'accoppiamento tra due macchine, compressore e turbina, calettate sul medesimo albero. In virtù di questa caratteristica, tra queste due macchine dovrà sussistere, in regime stazionario, l'uguaglianza delle potenze.

Si possono quindi utilizzare modelli semplificati per calcolare le condizioni di funzionamento del turbocompressore. In prima istanza è necessario stimare il valore della temperatura dei gas all'ingresso della turbina T_s .

In seguito sarà sufficiente scrivere le seguenti relazioni:

- un bilancio di masse tra turbina (pedice t) e compressore (pedice c), in cui bisogna considerare l'apporto di combustibile nel cilindro (attraverso il rapporto aria-combustibile α):

$$\dot{m}_t = \dot{m}_{cp}(1 + \alpha)/\alpha \quad (1.3)$$

- un bilancio di potenze tra turbina e compressore, considerando il rapporto di espansione della turbina (p_s/p_a) e quello di compressione

del compressore (p_c/p_a), i calori specifici a pressione costante ed il loro rapporto (diversi per aria ambiente e gas combusti), le temperature in ingresso alle due macchine ed i rispettivi rendimenti:

$$\dot{m}_{cp} T_a c_p \left[\left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_c} = \dot{m}_t T_s c'_p \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_s} \right)^{\frac{(k'-1)}{k'}} \right] \eta_t \beta \quad (1.4)$$

Avendo indicato con l'apice le grandezze relative ai gas combusti e con η_t e η_c i rendimenti globali (comprensivi di perdite meccaniche ed adiabatiche) di turbina e compressore.

Affinché le relazioni introdotte siano applicabili anche al caso di turbina ad impulsi, si possono utilizzare dei coefficienti empirici correttivi, basati sul diverso comportamento fisico di un efflusso pulsante rispetto a quello stazionario.

Si constata, infatti, che nel caso in cui un fluido è indotto a passare attraverso un ugello di area costante da un gradiente di pressione pulsante, la massa effluente in un dato intervallo di tempo è minore di quella che passerebbe, nel medesimo intervallo di tempo, sotto l'azione di un gradiente costante. Ciò è dovuto al fatto che la maggior parte di massa, passa nel periodo di maggior gradiente di pressione, richiedendo una maggiore quantità di energia.

È possibile allora tenere conto di questa caratteristica introducendo un *coefficiente riduttivo di portata pulsante* φ (<1).

L'energia convogliata dal flusso pulsante, risulta, invece, superiore a quella associata ad un gradiente costante, poiché alla maggiore parte di massa trasportata è associato un maggiore contenuto entalpico; si tiene conto di questo contributo introducendo un analogo *coefficiente di energia pulsante* β (>1).

Naturalmente, più l'oscillazione di pressione si amplifica, scostandosi dal valore medio, più φ e β si allontanano da 1 come mostrato in *figura 1.8*.

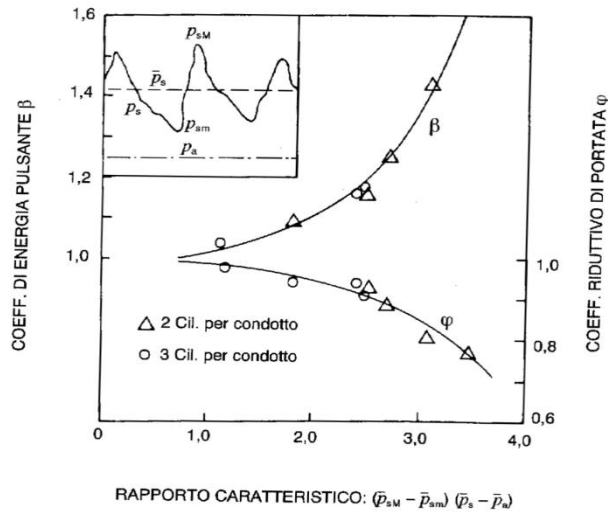


Figura 1.8 Valori tipici del coefficiente riduttivo di portata ed amplificativo dell'energia convogliate da un flusso pulsante

Introducendo un fattore di efficienza ζ :

$$\zeta = \eta_c \eta_t \beta (T_s / T_a) \quad (1.5)$$

La (1.4) diventa:

$$\frac{p_c}{p_a} = \left\{ 1 + \frac{\dot{m}_t c'_p}{\dot{m}_{cp} c_p} \zeta \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_s} \right)^{(k'-1)/k} \right] \right\}^{k/(k-1)} \quad (1.6)$$

Anche il bilancio delle portate in massa può essere riscritto definendo un'area di flusso equivalente del distributore e del rotore della turbina in serie $A_{eq,t}$ supponendo che tutta la portata di gas scaricata dal motore attraversi la turbina. La relazione diventa la seguente:

$$\dot{m}_t = \varphi A_{eq,t} \rho_s a_s \Phi_f (p_a / p_s) \quad (1.7)$$

In cui, a_s indica la velocità del suono, ρ_s la densità del flusso in turbina e Φ_f la funzione di flusso comprimibile (dipendente dall'inverso del rapporto di espansione).

Esplicitando velocità del suono e densità secondo la legge dei gas perfetti (con costante R'), ed isolando poi i termini dipendenti da p_s , la (1.7) diventa:

$$\dot{m}_t = \varphi A_{eq,t} (p_s / RT_s) \sqrt{k' RT_s} \Phi_f (p_a / p_s) \quad (1.8)$$

Dalla quale, isolando i termini contenenti la pressione p_s incognita, si ottiene:

$$p_s \Phi_f \left(\frac{p_a}{p_s} \right) = \frac{\dot{m}_t}{\varphi A_{eq,t}} \sqrt{\frac{R' T_s}{k'}} \quad (1.9)$$

Le equazioni (1.6) e (1.9) permettono quindi di determinare il grado di sovralimentazione p_c/p_a una volta noti i principali parametri che caratterizzano il turbocompressore e la portata di massa \dot{m}_t .

Riportate poi in un grafico, come quello in *figura 1.9*, esse permettono di valutare in modo immediato l'effetto prodotto dalla variazione di alcuni parametri sulle condizioni di equilibrio.

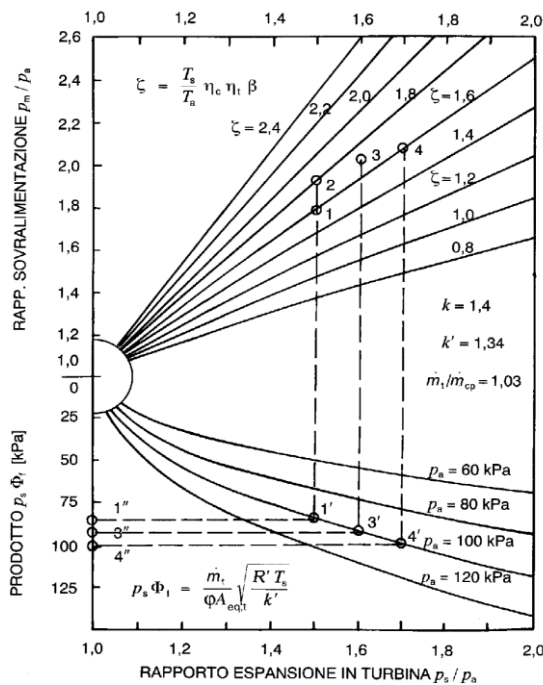


Figura 1.9 diagramma per la determinazione del punto di funzionamento di un turbocompressore a singolo stadio azionato da gas di scarico, in funzione dei principali parametri che lo caratterizzano e da portata e temperatura dei gas che arrivano in turbina

Dall'analisi del grafico risultano evidenti due aspetti propri della turbosovralimentazione:

- un motore turbosovralimentato è meno influenzato dalla variazione delle condizioni ambiente, come temperatura e pressione, che

influenzano la densità dell'aria. Per esempio, salendo a quote più alte, la pressione diminuisce, e ciò porterebbe ad un calo di densità e quindi di potenza in un motore aspirato; con un motore dotato di turbocompressore, invece, l'aumento del salto di pressione a cavallo del compressore viene parzialmente recuperato grazie al contemporaneo aumento del rapporto di espansione in turbina.

- un sistema ad impulsi si adatta meglio a variazioni del regime motore rispetto ad uno a pressione costante: in quest'ultimo, infatti, al ridursi della velocità di rotazione del motore, si ha una minore portata in turbina, che porta ad un calo di $p_s\Phi_f$, e quindi dei rapporti di espansione e compressione. Nelle medesime condizioni, con il sistema ad impulsi di pressione, aumenta lo sfasamento temporale tra due scarichi successivi, fatto che fa diminuire il coefficiente ϕ ed aumentare β ; entrambe queste variazioni portando ad una crescita dei rapporti tra le pressioni.

1.4 Mappe di funzionamento di compressore e turbina

In un motore a quattro tempi turbosovralimentato, la portata d'aria elaborata dal motore sarà data dalla relazione:

$$\dot{m} = \lambda_v \rho_m V n / 2 \quad (1.10)$$

Dove λ_v rappresenta il coefficiente di riempimento, ρ_m la densità al condotto di mandata, n il regime di rotazione e V la cilindrata.

La (1.10) mostra come, a parità di giri, al crescere del grado di sovralimentazione, la portata di aria aumenta con l'aumentare della densità della carica aspirata.

La curva caratteristica del motore, a regime di rotazione costante, riportata nel piano di funzionamento del compressore $\dot{m}\sqrt{T_a/p_a}$; p_m/p_a risulta una retta ripida, maggiormente inclinata verso portate maggiori al crescere di p_m/p_a , perché in questo caso si possono effettuare buoni lavaggi dello spazio morto agli alti carichi; mentre ai bassi carichi si possono avere rifiuti.

La presenza di un interrefrigeratore, inoltre, fa aumentare più rapidamente la massa volumica dell'aria, a parità di grado di sovralimentazione, per cui la caratteristica risulta ulteriormente inclinata in avanti.

Se un motore è destinato ad operare in un ampio intervallo di regimi e carichi il suo campo di funzionamento può essere definito da una serie di linee a velocità e carico costante (si veda in *figura 1.10*).

Un corretto accoppiamento del turbocompressore al motore richiede perciò che l'intero campo di funzionamento di quest'ultimo cada tra la linea di pompaggio del compressore e quella di minimo rendimento accettabile; occorre altresì tenere un margine di sicurezza (10÷20% della portata) tra il punto più vicino alla condizione di pompaggio e la linea limite, per evitare che cause accidentali (ad esempio oscillazioni di pressione nei condotti), possano portare il compressore in pompaggio.

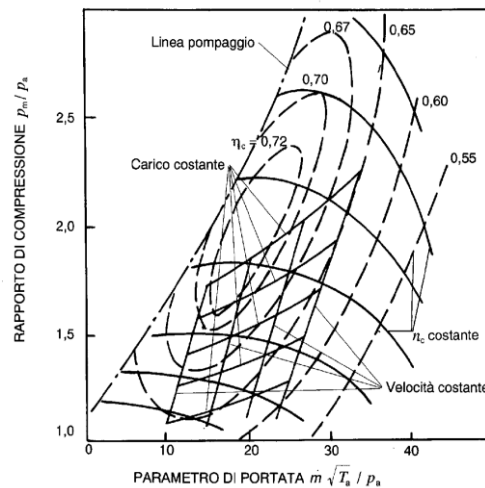


Figura 1.10 Campo di funzionamento di un motore quattro tempi sovralimentato, sovrapposto alla mappa caratteristica del compressore con: linea di pompaggio, curve a regime n_c costante e linee isorendimento

In conclusione si può dire che il rendimento è massimo vicino alla zona centrale della mappa, mentre diminuisce avvicinandosi ad entrambe le zone limite, come

mostrato dalle curve collinari nella *figura 1.10*.

Per quanto riguarda la turbina, invece, viene diagrammato il rapporto di espansione in funzione del parametro di portata; si nota in *figura 1.11* che il campo centrifugo creato dal rotore produce un apprezzabile allargamento delle linee caratteristiche a diversi parametri di velocità.

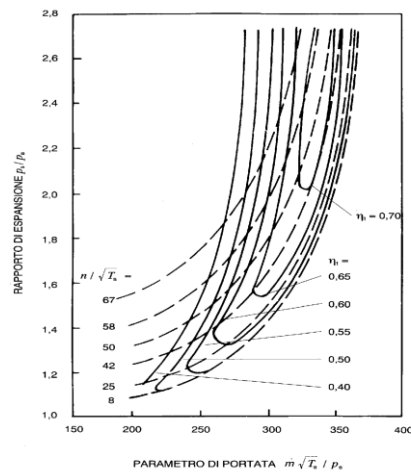


Figura 1.11 Campo di funzionamento di una turbina radiale, curve a regime costante e isorendimento

Aumentando la portata che viene elaborata dalla turbina, quando si arriva ad avere una velocità (che aumenta essendo costante la sezione) tale per cui il numero di Mach risulta pari a 1, in un qualsiasi canale della macchina, si ricade in una condizione di blocco sonico, con curve molto inclinate e quindi rapido aumento del rapporto di espansione θ_t . Questo aspetto diventa più evidente al crescere della velocità di rotazione.

1.5 L'interrefrigerazione

Come chiarito in precedenza, lo scopo della sovralimentazione è quello di aumentare la massa volumica della carica fresca con cui viene alimentato il motore, attraverso un incremento di pressione.

Purtroppo non risulta possibile comprimere un gas senza aumentarne la temperatura, a meno che non lo si raffreddi durante il processo.

La *figura 1.12* illustra l'andamento delle temperature sul piano T - S nel caso di una compressione adiabatica (non isoentropica), seguita da un raffreddamento in uno scambiatore di calore (il quale introduce una piccola perdita di pressione).

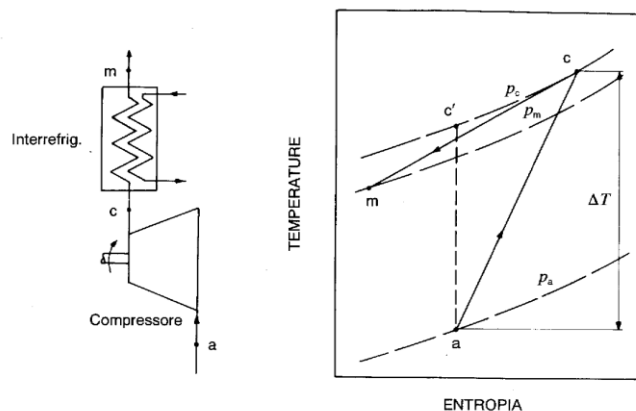


Figura 1.12 schematizzazione del processo di interrefrigerazione della carica compressa mediante uno scambiatore di calore e rappresentazione delle relative trasformazioni sul piano temperatura-entropia.

Il raffreddamento si ritiene tecnicamente interessante se le temperature di uscita dal compressore rimangono al di sopra del rapporto di sovralimentazione pari a 1,5; mentre si attua per rapporti maggiori di 2.

I vantaggi che ne conseguono possono essere così riassunti:

aumenta la quantità in massa di aria introdotta per ciclo nel cilindro e quindi la potenza fornita al motore, infatti l'aumento della massa volumica all'uscita del compressore è sempre minore dell'incremento di pressione, il grafico in *figura 1.13* chiarisce questo aspetto: nel caso di rapporto di sovralimentazione pari a 2, in assenza di raffreddamento l'aumento della massa volumica della carica compressa si ridurrebbe ad 1,54, ma un raffreddamento a 40°C innalzerebbe tale rapporto a 1,87;

si riducono tutti i livelli di temperatura raggiunti durante il ciclo, abbassando così la temperatura massima del ciclo, il cui valore risulta critico per la formazione di ossidi di azoto. Si riduce anche la temperatura media da cui dipendono i carichi termici supportati dal motore e dalle pale della turbina;

si migliora il rendimento organico, perché si incrementa la potenza resa senza variare sensibilmente i livelli di pressione;

si riduce, nel caso di motore ad accensione comandata, il rischio di detonazione.

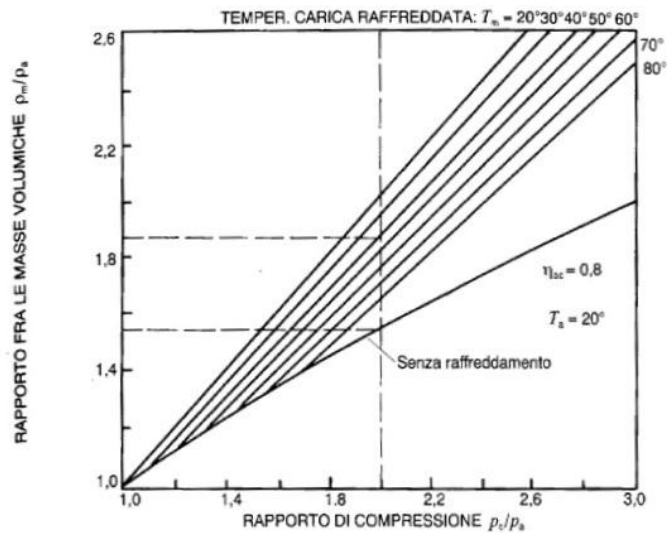


Figura 1.13 effetto dell'interrefrigerazione sulla massa volumica della carica inviata al motore.

Nelle applicazioni pratiche si inserisce perciò a valle del compressore uno scambiatore di calore (detto *interrefrigeratore*), che negli impieghi mobili (come l'utilizzo su mezzi di trasporto) è solitamente di tipo aria-aria, che permette di ridurre la temperatura dell'aria effettivamente entrante nel motore, introducendo solo una modesta caduta di pressione.

1.6 Ricircolo dei gas combusti (EGR)

La formazione degli inquinanti durante il processo di combustione in un motore Diesel è fortemente influenzata dalla disomogeneità della carica, dovuta alla distribuzione del combustibile in seno all'aria continuamente variabile nel tempo.

In particolare, in questo capitolo, l'attenzione verrà concentrata sugli ossidi di azoto (NO_x), essi costituiscono la principale emissione gassosa presente nei gas di scarico di un Diesel e devono perciò essere controllati; e sul circuito di ricircolo dei gas combusti (noto come EGR) predisposto per l'abbattimento dei suddetti inquinanti.

Le reazioni di produzione di ossidi di azoto sono attivate dalla presenza di ossigeno ed azoto allo stato atomico, dovuti alla dissociazione prodotta dalle elevate temperature raggiunte nei gas dopo il passaggio della fiamma.

Queste condizioni si possono verificare nelle regioni debolmente magre che circondano il getto di combustibile che bruciano per prime, grazie alla disponibilità di ossigeno ed alle alte temperature; ed in corrispondenza del nucleo centrale dello spray, dove si hanno le massime temperature ed eccesso di ossigeno in condizione di carico inferiore al massimo.

Il ricircolo di gas combusti, sia interno al cilindro, sia esterno ad esso, risulta molto efficace nel limitare la formazione degli NO_x .

Nel caso del motore preso in esame in questo lavoro, è stato adottato un EGR esterno, in particolare nella soluzione *Short-Route*, ossia i gas combusti, appena usciti dal cilindro vengono prelevati e riportati nel condotto di aspirazione a valle del compressore, come si può osservare in *figura 1.14*; esso presenta il vantaggio di ridurre l'energia spesa per la compressione di una nuova carica, in quanto evita l'espansione dei gas, ed elimina i rischi di condense acide e di sporcamiento dell'interrefrigerazione.

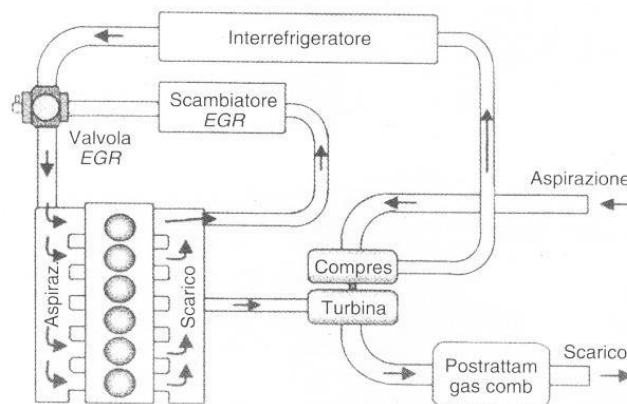


Figura 1.14 Rappresentazione schematica di un impianto di ricircolo esterno di gas combusti, ad alta pressione e di breve percorso (short-route EGR).

Occorre poi tenere presente che la potenza erogata da un motore Diesel non è regolata attraverso lo strozzamento del collettore d'aspirazione, per cui (a differenza di quanto succede per il motore Otto), nel condotto di scarico non si ha più, ai carichi parziali, una pressione superiore a quella del corrispondente punto del gruppo di aspirazione.

Nel Diesel, quindi, non esiste una naturale differenza di pressione che convoglia i gas combusti dal collettore di scarico verso quello di aspirazione.

Per questo motivo, la valvola di regolazione EGR deve creare una differenza di pressione capace di trasferire i gas combusti verso il condotto di aspirazione.

Capitolo 2

Equazioni e modelli termodinamici dei motori a combustione interna

Lo studio dei processi fluidodinamici dei motori a combustione interna risulta particolarmente impegnativo a causa della presenza di un flusso instazionario dei gas, sia all'interno del sistema di aspirazione che in quello di scarico, ciò è dovuto alla sostituzione ciclica della carica all'interno dei cilindri.

La modellazione numerica di questi sistemi richiede quindi l'utilizzo di codici di calcolo in grado di riprodurre correttamente il moto ondoso dei gas all'interno dei condotti in ogni condizione di esercizio del motore.

I modelli di calcolo maggiormente impiegati sono quelli di tipo gasdinamico che si propongono di risolvere le equazioni che governano il moto dei fluidi in termini di bilancio di massa, quantità di moto ed energia, in funzione di tempo e spazio.

In questo capitolo vengono presentate le equazioni e i modelli di calcolo implementati nel codice monodimensionale *Gasdyn* utilizzato per lo sviluppo del lavoro di tesi.

2.1 Modellazione fluidodinamica monodimensionale

La rappresentazione più corretta dei fenomeni che caratterizzano il flusso di un fluido si basa sull'integrazione numerica delle equazioni di *Navier-Stokes* nel dominio tridimensionale completata da un opportuno modello di turbolenza. Purtroppo, la complessità di calcolo e l'onere computazionale richiesto dalle simulazioni hanno reso questo metodo poco idoneo alla modellazione dei motori a combustione interna, se non per singoli elementi specifici.

Semplificando le equazioni suddette, si è giunti ad un approccio monodimensionale che ben si presta alla descrizione dei fenomeni gasdinamici che avvengono nei motori, mostrando una buona accuratezza e tempi di calcolo contenuti.

I modelli monodimensionali approssimano la geometria reale dei condotti ad una sola coordinata spaziale, si accetta quindi l'ipotesi secondo cui una

dimensione prevale sulle altre, in tal caso la lunghezza, ad esempio, della linea di scarico di un motore. Ciò non avviene, invece, in geometrie più complesse o in volumi, come i cilindri o l'intercooler, in quanto il moto del fluido è fortemente tridimensionale.

Un sistema di equazioni che permetta di descrivere il comportamento del flusso dei gas all'interno dei condotti, in termini monodimensionali, deve sottostare alle seguenti ipotesi:

1. **flusso instazionario** nel tempo;
2. **moto monodimensionale**, in cui le grandezze termofluidodinamiche sono ritenute uniformi lungo la sezione trasversale dei condotti risultando perciò funzione della coordinata curvilinea x (generalmente considerata lungo l'asse dello stesso condotto) e della variabile tempo t . L'assunzione di monodimensionalità è ritenuta accettabile nel caso in cui la dimensione longitudinale dei condotti prevalga su quella trasversale, i raggi di curvatura siano abbastanza ampi e le variazioni di sezione contenute;
3. **fluido comprimibile**, descritto mediante legge dei gas perfetti con calori specifici costanti o come miscela di gas ideali, i cui valori caratteristici dipendono da temperatura e composizione chimica;
4. **sezione del condotto variabile**, con legge assegnata, sempre in modo da rispettare l'ipotesi di monodimensionalità;
5. **processo non adiabatico**, per rispettare il processo di scambio termico tra fluido e pareti;
6. **flusso non isoentropico**, lo strato limite è ridotto alla sola perdita per attrito concentrata alle pareti.

2.2 Equazioni fondamentali

Prima di addentrarsi nella scrittura delle equazioni caratteristiche è utile introdurre le grandezze utilizzate.

Il fluido evolve in un generico volume di controllo, come rappresentato in *figura 2.1*, modellato attraverso un condotto rettilineo di lunghezza infinitesima, lungo la coordinata x , in cui avvengono variazioni di pressione p , di densità ρ , di velocità u e di sezione trasversale S (calcolata a partire dal diametro equivalente D , considerati i condotti cilindrici). Sulle pareti è presente un fattore di attrito f ed uno scambio di calore q .

Si definiscono poi l'energia specifica di ristagno e_0 e l'entalpia specifica h_0 di ristagno (o in condizioni totali), le quali si ricavano sommando alle grandezze statiche il contributo in velocità $u^2/2$.

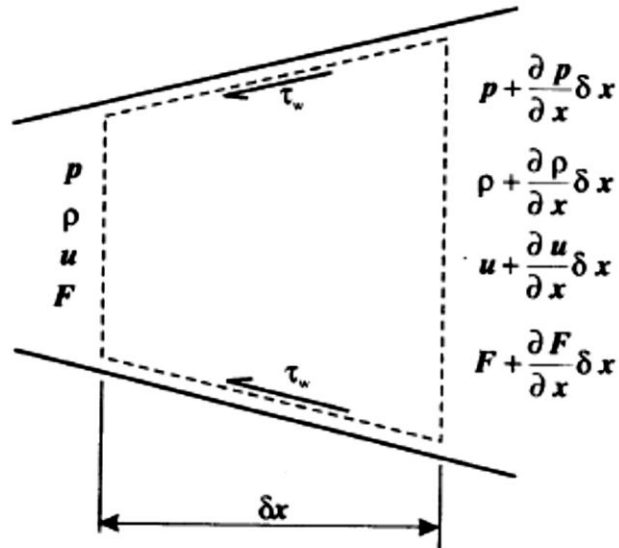


Figura 2.1 volume di controllo con variazione di sezione per la rappresentazione monodimensionale del flusso di un fluido

Si possono ora scrivere i tre bilanci:

– **conservazione della massa**

il flusso di massa uscente dalla superficie deve eguagliare la variazione di massa nell'unità di tempo contenuta nel volume di controllo, come riportato nell'equazione 2.1.

$$\left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx\right) \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx\right) \left(F + \frac{dF}{dx} dx\right) - \rho u F = -\frac{\partial}{\partial t} (\rho F dx) \quad (2.1)$$

Considerando solo gli infinitesimi del primo ordine e operando le opportune semplificazioni, si ottiene:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \quad (2.2a)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \quad (2.2b)$$

– **conservazione della quantità di moto**

la risultante delle forze di pressione e di taglio agenti sulla superficie del volume di controllo deve eguagliare la variazione della quantità di moto della massa contenuta all'interno del volume nell'unità di tempo, alla quale viene sommato il flusso netto di quantità di moto. La forza risultante sul volume di controllo è data dalla differenza di pressione tra le sezioni terminali e le componenti lungo x della pressione agente sulla superficie laterale del volume.

La seguente equazione considera il contributo delle forze di pressione lungo la coordinata x :

$$pF - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \left(F + \frac{\partial F}{\partial x} dx \right) + p \frac{dF}{dx} dx = - \frac{\partial(pF)}{\partial x} dx + p \frac{dF}{dx} dx \quad (2.3)$$

i primi due termini si riferiscono alla pressione totale presente alle sezioni terminali, poiché l'ascissa curvilinea del condotto è parallela al versore normale sulla pressione, mentre il terzo termine rappresenta l'effetto della sola componente di pressione in direzione x sulle superfici laterali del volume di controllo.

lo sforzo di taglio sul volume di controllo è dovuto all'attrito tra il fluido in movimento e la parete fissa del condotto. Partendo dalla definizione dello sforzo (riportato in equazione 2.4) è possibile definire la forza applicata alle superfici laterali ed opposta al moto del fluido dovuta all'attrito:

$$\tau_w = f \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (2.4)$$

$$F_{friction} = -f \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \cdot (\pi D dx) \quad (2.5)$$

Si può esprimere la variazione della quantità di moto della massa contenuta nel volume, nell'unità di tempo, nel modo seguente:

$$\frac{\partial(\rho F dx \cdot u)}{\partial t} \quad (2.6)$$

l'ultimo termine presente nel bilancio è il flusso netto della quantità di moto attraverso il volume di controllo, espresso nella seguente equazione considerando solo gli infinitesimi del primo ordine:

$$\left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx\right) \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx\right)^2 \left(F + \frac{dF}{dx} dx\right) - \rho F u^2 \approx \frac{\partial(\rho F u^2)}{\partial x} dx \quad (2.7)$$

Per cui, applicando la definizione di conservazione della quantità di moto e semplificando il dx , si ottiene la seguente equazione:

$$\frac{\partial(\rho u F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)F}{\partial x} - p \frac{dF}{dx} + f \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \cdot \pi D = 0 \quad (2.8)$$

Introducendo un termine G che condensa il contributo della viscosità:

$$G = f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{4}{D} \quad (2.9)$$

espandendo ora le derivate della (2.8) si giunge alla definizione del bilancio della quantità di moto non conservativo:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + G = 0 \quad (2.10)$$

– **Equazione di conservazione dell'energia**

Applicando il primo principio della termodinamica al volume di controllo considerato si giunge alla scrittura del bilancio di energia:

$$\frac{\partial E_0}{\partial t} + \frac{\partial H_0}{\partial x} dx = \dot{Q} - \dot{L} \quad (2.11)$$

Il primo termine si riferisce alla variazione temporale di energia interna di ristagno, il secondo rappresenta il flusso netto di entalpia, in condizioni totali, attraverso la superficie di controllo. La somma di questi contributi è uguale alla differenza tra calore entrante nel sistema e lavoro meccanico uscente.

Per i condotti di aspirazione e scarico di motori a combustione interna, il lavoro scambiato è nullo, riscrivendo quindi l'equazione (2.11), evidenziando i termini di energia specifica di ristagno e_0 e di entalpia specifica di ristagno h_0 , si ottiene:

$$\frac{\partial(e_0 \rho F dx)}{\partial t} + \frac{\partial(h_0 \rho F u)}{\partial x} dx = \dot{q} \rho F dx + \Delta H_{react} F dx \quad (2.12)$$

Dove:

$e_0 = e + u^2/2$ è l'energia specifica di ristagno;

$h_0 = e_0 + p/\rho$ è l'entalpia specifica di ristagno;

\dot{q} è il calore scambiato per unità di tempo e di massa;

ΔH è il calore rilasciato, per unità di tempo e di volume, da possibili reazioni chimiche che avvengono nel gas.

Introducendo ora l'equazione che descrive il comportamento del gas, avendo adottato l'ipotesi di gas perfetto, chiamando e l'energia interna, si può scrivere il seguente sistema:

$$\begin{cases} \frac{p}{\rho} = RT \\ e = c_v T \end{cases} \quad \text{con } c_v, c_p = \text{cost} \quad (2.13)$$

È quindi possibile riscrivere il bilancio di energia, eliminando la variabile e

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[(\rho F dx) \left(c_v T + \frac{u^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\rho F dx) \left(c_v T + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} \right) \right] dx \\ = \dot{q} \rho F dx + \Delta H_{react} F dx \end{aligned} \quad (2.14)$$

Espandendo l'equazione (2.14) e combinandola opportunamente con il bilancio di massa e quantità di moto è possibile giungere alla formulazione non conservativa dell'equazione dell'energia:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right) - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - \rho(k-1) \left(\dot{q} - \frac{\Delta H_{reaz}}{\rho} + uG \right) = 0 \quad (2.15)$$

In cui:

a rappresenta la velocità del suono che per un gas perfetto $a = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$;

k è il rapporto tra i calori specifici a pressione e volume costante $k = \frac{c_p}{c_v}$.

è quindi possibile scrivere il sistema iperbolico in forma non conservativa che chiude il problema descritto:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \\ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + G = 0 \\ \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right) - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - \rho(k-1) \left(\dot{q} - \frac{\Delta H_{reaz}}{\rho} + uG \right) = 0 \\ \frac{p}{\rho} = RT, \quad e = c_v T \quad \text{con } c_v, c_p = \text{cost} \end{cases} \quad (2.16)$$

L'esigenza di comprendere in modo preciso le caratteristiche e i fenomeni che governano il flusso dei gas, ha condotto alla formulazione conservativa del sistema non lineare sopra descritto.

Per procedere in questa direzione è necessario individuare le variabili conservate a cavallo degli urti e riscrivere le equazioni secondo un differenziale comune.

Inoltre, invece dell'utilizzo del bilancio della quantità di moto, viene utilizzata l'equazione dell'impulso, ossia una combinazione lineare del bilancio suddetto con l'equazione di conservazione della massa.

Il sistema espresso in forma conservativa risulta:

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u F)}{\partial x} = 0 \quad \text{eq. cons. massa} \\ \frac{\partial(\rho u F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 F + p F)}{\partial x} - p \frac{dF}{dx} + \rho G F = 0 \quad \text{eq. impulso} \\ \frac{\partial(\rho e_0 F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h_0 F)}{\partial x} - \rho \dot{q} F - \Delta H_{reaz} F = 0 \quad \text{eq. energia} \end{cases} \quad (2.17)$$

Il sistema di equazioni appena descritto si può raggruppare in forma vettoriale, ottenendo un sistema non lineare alle derivate parziali, facilmente risolvibile con i metodi numerici normalmente utilizzati.

1. Vettore delle *variabili conservate*:

$$\bar{W}(x, t) = \begin{bmatrix} \rho F \\ \rho u F \\ \rho e_0 F \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

Costituiscono 3 variabili indipendenti, i cui flussi si conservano a cavallo dell'onda d'urto.

2. Vettore dei *flussi delle variabili conservate*:

$$\bar{F}(\bar{W}) = \begin{bmatrix} \rho u F \\ (\rho u^2 + p) F \\ \rho u h_0 F \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

Il flusso di massa, l'impulso ed il flusso di entalpia di ristagno si conservano a cavallo di un'onda d'urto.

3. Vettori dei *termini sorgente*:

$$\bar{B}(\bar{W}) = \begin{bmatrix} 0 \\ -p \frac{dF}{dx} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

$$\bar{C}(\bar{W}) = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho G F \\ -(\rho \dot{q} + \Delta H_{rea,z}) F \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

dove il vettore \bar{B} contiene i termini sorgente delle forze di pressione dovute alla variazione di sezione mentre il vettore \bar{C} considera l'effetto degli scambi termici e degli attriti.

Il sistema, scritto in forma matriciale, diventa:

$$\frac{\partial \bar{W}(x, t)}{\partial t} + \frac{\partial \bar{F}(\bar{W})}{\partial x} + \bar{B}(\bar{W}) + \bar{C}(\bar{W}) = \bar{0} \quad (2.22)$$

Il problema presenta quattro incognite in tre equazioni: per essere risolto è necessario introdurre una legge che descriva il comportamento del gas. Come fatto precedentemente, è possibile adottare l'ipotesi semplificativa di gas perfetto a calori specifici costanti oppure adottare un modello più generale che descrive una miscela di gas ideali.

2.3 Metodi numerici

Il sistema di equazioni del modello monodimensionale può essere risolto per via numerica solo dopo aver introdotto le condizioni al contorno ove il sistema si interfaccia con l'ambiente esterno e le equazioni di congruenza alle giunzioni tra diversi condotti.

Generalmente non è possibile determinare una soluzione analitica del sistema iperbolico alle derivate parziali descritto nel paragrafo precedente. Il primo passo per la determinazione della soluzione di problemi simili fu studiato da *Riemann* nel 1858 con lo sviluppo del "Metodo delle Caratteristiche", la cui peculiarità sta nel fatto di poter passare da equazioni alle derivate parziali ad equazioni alle derivate ordinarie. Durante il corso degli anni il metodo è stato perfezionato per la trattazione di fluidi comprimibili e, a partire dalla seconda metà del '900 fino ai nostri giorni, ha avuto una vasta applicazione nel campo della modellistica dei processi fluidodinamici nei motori a combustione interna. I limiti principali del "Metodo delle Caratteristiche" sono essenzialmente tre:

- assunzione del modello di gas perfetto a calori specifici costanti;
- approssimazione lineare: il dominio spazio-temporale viene discretizzato attraverso una griglia di calcolo nel piano (x,t) e la soluzione viene determinata tra i nodi successivi con un'accuratezza del primo ordine;
- discontinuità nella soluzione: risolve delle equazioni linearizzate, risultando in questo modo non in grado di valutare eventuali discontinuità presenti nella soluzione, derivanti per esempio da fenomeni fortemente dissipativi come le onde d'urto, distribuendo il fenomeno su molti nodi della griglia di calcolo.

Nonostante queste limitazioni e sebbene superato dai più robusti ed accurati metodi numerici sviluppati successivamente, il "Metodo delle Caratteristiche" viene ancora oggi utilizzato nei codici di calcolo per la modellazione delle condizioni al contorno.

Dai primi anni '90, invece, si giunge all'applicazione ai codici di calcolo di una nuova famiglia di metodi, chiamata "Shock-Capturing". Essi determinano la soluzione del sistema iperbolico partendo dalla sua forma conservativa e permettono di catturare correttamente eventuali onde d'urto o discontinuità di contatto di tipo chimico/termico presenti nel flusso dei gas.

2.3.1 Il metodo delle caratteristiche

Il "Metodo delle Caratteristiche" si basa sulla possibilità di trasformare le equazioni alle derivate parziali in equazioni alle derivate ordinarie lungo

particolari linee tracciabili nel campo di flusso, chiamate *linee caratteristiche*. Le equazioni che descrivono le linee caratteristiche sono tre e mettono in relazione la derivata rispetto al tempo della coordinata spaziale con una certa velocità (in cui compare o meno la velocità del suono a).

$$\frac{dx}{dt} = u + a \quad (2.23)$$

$$\frac{dx}{dt} = u - a \quad (2.24)$$

$$\frac{dx}{dt} = u \quad (2.25)$$

Le prime due linee caratteristiche sono legate alla natura propagatoria del moto ondoso nei condotti, poiché i termini $(u+a)$ e $(u-a)$ rappresentano la velocità assoluta di propagazione delle onde di pressione (velocità assoluta dell'onda progressiva in equazione (2.23) e velocità assoluta dell'onda regressiva in equazione (2.24)); la terza linea, invece, rappresenta la linea di flusso, è correlata al moto delle particelle di fluido e fornisce informazioni sul livello entropico nei condotti.

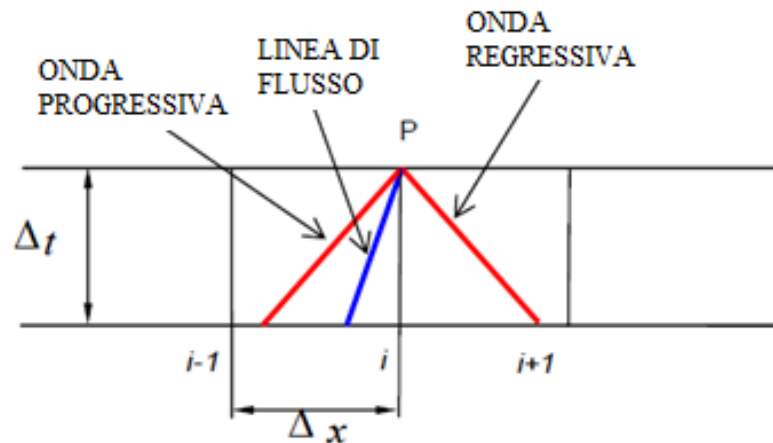


Figura 2.2 Tracciamento delle linee caratteristiche nel piano (x,t) discretizzato

Le linee caratteristiche vengono tracciate sul piano discretizzato in nodi spaziali distanti Δx e nodi temporali spazati di Δt , come mostrato in *figura 2.2*; la loro inclinazione dipende dalla velocità del suono in quel preciso punto.

I valori delle grandezze caratterizzanti il fluido in un generico punto P (di coordinate $i, t+\Delta t$) possono essere influenzate solo dallo stato all'istante precedente t nei punti coincidenti con l'intersezione della griglia con le linee caratteristiche uscenti da P , dato che queste rappresentano la velocità di

propagazione delle “informazioni”. Lungo queste linee è possibile dimostrare che tra le variabili in esame esistono delle relazioni molto semplici, e si possono definire delle variabili da cui ricavare le altre grandezze, dette *variabili di Riemann*. Conoscendo lo stato del fluido in un certo istante di tempo e per tutti i possibili valori di x , ovvero lungo tutto il modello (partendo da $t=0$, situazione in cui si impongono delle condizioni iniziali), si possono calcolare le variabili di *Riemann* lungo le linee caratteristiche e quindi il valore delle grandezze all’istante successivo; per le sezioni di bordo viene imposto il rispetto delle condizioni al contorno.

Il passo di discretizzazione Δx viene solitamente definito dall’utente, con un compromesso tra un valore ridotto, corrispondente ad un’alta precisione ma ad elevati tempi di calcolo, ed un valore maggiore, di proprietà opposte. Il passo temporale Δt viene invece ricavato dal codice, per garantire il soddisfacimento del criterio di stabilità e convergenza, detto *CFL* (dal nome degli autori Courant, Friedrichs e Lewy).

Lo spazio percorso dalla generica onda nel passo temporale, ricavato come prodotto tra il suo valore Δt e la velocità di propagazione (massima velocità del flusso sommata a quella del suono) deve per forza essere minore della dimensione della mesh Δx ; si introduce quindi il *CFL number*, che deve assumere necessariamente valori inferiori o al limite pari all’unità, come espresso dall’equazione (2.26).

$$(|u| + a) \cdot \Delta t \leq \Delta x \rightarrow CFL = (|u| + a) \cdot \Delta t / \Delta x \leq 1 \quad (2.26)$$

2.3.2 I metodi Shocking-Capturing

I risultati delle simulazioni fluidodinamiche possono essere notevolmente migliorati utilizzando, per la risoluzione del sistema iperbolico, metodi numerici più robusti ed accurati rispetto al Metodo delle Caratteristiche a mesh. Il pregio fondamentale dei metodi Shock-Capturing risiede nella capacità di cogliere in modo corretto eventuali discontinuità nella soluzione, come ad esempio: onde d’urto, discontinuità di contatto dovute alla temperatura o composizione chimica. All’interno di questa famiglia, i metodi alle differenze finite simmetrici si sono rivelati i più efficienti, rappresentando un buon compromesso tra accuratezza, bontà della soluzione, semplicità e tempi di calcolo. La simmetria del metodo consiste nell’applicare ad ogni nodo della griglia lo stesso schema alle differenze finite per esprimere i termini delle derivate spaziali, indipendentemente dalle caratteristiche del campo di flusso.

I metodi descritti in seguito sono espliciti ed hanno un’accuratezza del secondo ordine nel dominio spazio-temporale. Purtroppo, come noto dal *teorema di*

Godunov, il fatto di avere un'accuratezza di ordine superiore al primo porta ad avere problemi di oscillazioni spurie nella soluzione trovata e quindi risulta indispensabile l'utilizzo di particolari algoritmi accessori per limitare questo fenomeno.

I metodi Shock-Capturing vengono applicati al sistema iperbolico scritto in forma conservativa e matriciale, completo dell'ipotesi aggiuntiva sul modello di gas evolvente. Facendo riferimento all'equazione (2.22) ed annullando i vettori dei termini sorgente, si ottengono le equazioni di Eulero descriventi il flusso omoentropico in un condotto a sezione costante:

$$\frac{\partial \bar{W}(x, t)}{\partial t} + \frac{\partial \bar{F}(\bar{W})}{\partial x} = \bar{0} \quad (2.27)$$

Integrando l'equazione (2.27) nello spazio x e nel tempo t ed applicando il *teorema della divergenza di Gauss* si ottiene:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_x^{x+\Delta x} \left(\frac{\partial \bar{W}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{F}}{\partial x} \right) dx \cdot dt = \bar{0} \quad (2.28)$$

L'utilizzo dei metodi alle differenze finite per la soluzione dell'equazione (2.28) richiede la discretizzazione del dominio spazio-temporale tramite suddivisione in mesh. Il vettore $\bar{W}(x, t)$ permette di caratterizzare completamente il moto del flusso e può essere approssimato con la seguente relazione:

$$\bar{W}(x, t) \cong \bar{W}_i^n(i\Delta x, n\Delta t) \quad (2.29)$$

Introducendo la relazione (2.29) nell'equazione (2.28) si ottiene:

$$(\bar{W}_i^{n+1} - \bar{W}_i^n)\Delta x + \left(\bar{F}_{i+\frac{1}{2}}^n - \bar{F}_{i-\frac{1}{2}}^n \right) \Delta t = 0 \quad (2.30)$$

Dove i termini \bar{W} e \bar{F} sono ricavati mediante le seguenti espressioni di media nello spazio e nel tempo:

$$\bar{W}_i = \frac{1}{\Delta x} \int_{x_{i-\frac{1}{2}}}^{x_{i+\frac{1}{2}}} \bar{W} dx \quad (2.31)$$

$$\bar{F}_{i\pm 1/2} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t^n}^{t^{n+1}} \bar{F} dt \quad (2.32)$$

L'equazione (2.28) permette di svincolarsi dalla condizione di derivabilità, richiesta dalle *equazioni di Eulero*, inoltre la formulazione integrale ha il vantaggio di trattare le discontinuità pur non conoscendo a priori la loro localizzazione.

Riordinando opportunamente i termini dell'equazione (2.30) è possibile scrivere:

$$\frac{(\bar{W}_i^{n+1} - \bar{W}_i^n)}{\Delta t} + \frac{\left(\bar{F}_{i+\frac{1}{2}}^n - \bar{F}_{i-\frac{1}{2}}^n\right)}{\Delta x} = 0 \quad (2.33)$$

Ora sommando le differenze lungo x si ottiene:

$$\Delta x \sum_{i_{min}}^{i_{max}} \bar{W}_i^{n+1} = \Delta x \sum_{i_{min}}^{i_{max}} \bar{W}_i^n + \Delta t \left[\bar{F}_{i_{min}+\frac{1}{2}}^n - \bar{F}_{i_{max}-\frac{1}{2}}^n \right] \quad (2.34)$$

Dove:

- il primo membro rappresenta la massa totale, la quantità di moto totale e la quantità totale di energia al nuovo istante temporale $n+1$;
- il primo termine al secondo membro rappresenta la massa totale, la quantità di moto totale e la quantità totale di energia all'istante temporale n ;
- il secondo termine al secondo membro rappresenta il flusso delle quantità conservate attraverso le estremità del condotto.

Le equazioni così definite costituiscono uno schema a discretizzazione conservativa, caratteristica che ci garantisce la validità delle proprietà integrali delle equazioni differenziali.

2.4 Modellazione del processo di combustione

La combustione è un fenomeno molto complesso perché prevede reazioni fisiche e chimiche in un preciso ordine e sotto determinate condizioni per potersi sviluppare. E' un processo molto studiato in passato e attualmente, ma, nonostante gli approfondimenti nella sua comprensione, resta uno degli argomenti di maggiore difficoltà per quanto riguarda la sua modellazione. Sono stati proposti e sviluppati molti modelli per la sua simulazione, ma, con i computer attuali, tempi di calcolo accettabili sono ottenibili solo impiegando i modelli più semplici, ossia quelli zero-dimensionali (che non considerano l'evoluzione nello spazio dei processi di miscelamento e combustione).

Per poter prevedere correttamente la produzione degli inquinanti in camera di combustione e dunque anche l'effetto della presenza di gas di scarico ricircolato, è necessario un modello di combustione che, quantomeno, distingua la zona dei gas combusti, sede delle maggiori temperature del cilindro, da quella della carica fresca.

Rimanendo nell'ambito dei modelli zero-dimensionali per la loro semplicità e velocità di calcolo, quello che meglio si presta al presente lavoro è il modello a tre zone, come rappresentato in *figura 2.3*.

Diversamente da quelli più evoluti, questo schema non richiede la conoscenza a priori della definizione spaziale delle zone di rilascio del calore.

In questo modello vengono individuate tre zone differenti all'interno della camera di combustione:

- zona costituita da combustibile già vaporizzato ma ancora da bruciare;
- zona costituita da sola aria (più una frazione variabile di gas combusti residui del ciclo precedente o ricircolati);
- zona costituita da gas combusti.

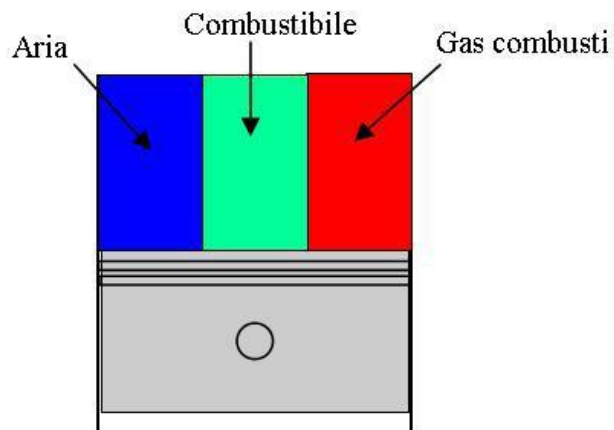


Figura 2.3 Schema del modello di combustione a tre zone

2.4.1 Equazioni del modello di combustione

Le equazioni che governano la conservazione della massa nel cilindro, per ogni istante di tempo sono:

$$m = m_u + m_b + m_f \quad (2.35)$$

$$m = m_o + m_{fi} \quad (2.36)$$

Dove:

m [kg] è la massa totale presente nel cilindro;

m_u [kg] è la massa di gas incombusti (carica fresca);
 m_b [kg] è la massa di gas combusti;
 m_f [kg] è la massa di combustibile in fase vapore non ancora ossidato;
 m_o [kg] è la massa totale intrappolata nel cilindro alla chiusura delle valvole di aspirazione;
 m_{fi} [kg] è la massa di combustibile complessivamente iniettata nel cilindro fino a quell'istante.

In ogni istante la massa di combustibile bruciato m_{fb} è uguale alla differenza tra la massa totale di combustibile iniettato m_{fi} e la massa di combustibile presente nella zona di vapore non ancora ossidato:

$$m_{fb} = m_{fi} - m_f \quad (2.37)$$

Per il modello di combustione descritto in questo capitolo, si assume l'ipotesi secondo cui la combustione avviene sempre, dall'inizio alla fine, in condizioni stechiometriche. Questa ipotesi comporta che l'accensione di una porzione di miscela avviene se tale porzione ha un rapporto di miscela prossimo al valore stechiometrico ed una volta che il tempo di ritardo di accensione è stato superato. La propagazione della fiamma potrà aver luogo successivamente anche in zone di carica mediamente magre o ricche.

Dato che questo modello non è in grado di prevedere la concentrazione dei vapori di combustibile a livello locale (perché non simula l'evoluzione dello spray di combustibile all'interno del cilindro), si ipotizza di disporre di una miscela, in tutta la fase di combustione, avente un valore di concentrazione di combustibile nell'aria pari ad un valore ragionevole per poter avere un avanzamento regolare della combustione. Tale valore si può ritenere che sia il valore stechiometrico.

Da questa considerazione si può scrivere per la massa totale di gas combusti:

$$m_b = (m_{fi} - m_f) \cdot \left(1 + \frac{\alpha}{Y_{O_{2u}}}\right) \quad (2.38)$$

Dove:

$Y_{O_{2u}}$ è la frazione massica di ossigeno nella zona di gas incombusti;

α è il rapporto di miscela massico stechiometrico fra ossigeno e combustibile.

Dall'unione delle equazioni (2.37) e (2.38) si ottiene:

$$m = m_u + m_f + (m_{fi} - m_f) \cdot \left(1 + \frac{\alpha}{Y_{O_{2u}}}\right) \quad (2.39)$$

Per la conservazione dei volumi, in ogni istante, si può scrivere:

$$V = V_u + V_b + V_f \quad (2.40)$$

Dove:

V [m³] è il volume totale della camera di combustione del cilindro;

V_u [m³] è il volume della zona occupata dalla massa di gas incombusti;

V_b [m³] è il volume della zona occupata dalla massa di gas combusti;

V_f [m³] è il volume della zona occupata dalla massa di combustibile non ancora ossidato.

Come detto in precedenza, per tutti i gas (e vapori) presenti nel cilindro, si è fatta l'ipotesi di gas ideale; sulla base di questo fatto, è possibile scrivere, per tutte le zone, l'equazione che descrive il comportamento dei gas perfetti:

$$\begin{cases} pV_u = m_u R_u T_u \\ pV_b = m_b R_b T_b \\ pV_f = m_f R_f T_f \end{cases} \quad (2.41)$$

Combinando le equazioni (2.40) e (2.41), si può ricavare il valore istantaneo della pressione (espressa in [Pa]) all'interno del cilindro:

$$p = (m_u R_u T_u + m_b R_b T_b + m_f R_f T_f) \cdot \frac{1}{V} \quad (2.42)$$

La differenza fra il nuovo valore di pressione ricavato nell'istante considerato e quello all'istante precedente, rapportato alla variazione di tempo, fornisce l'incremento della pressione stessa in tale intervallo di tempo. La variazione nel tempo di questa variabile serve per ricavare le variazioni della temperatura in ogni singola zona considerata. A tale scopo, per tutte le zone in cui si è suddivisa la camera di combustione, si applica la conservazione dell'energia per un sistema aperto, ottenendo da queste equazioni il valore della variazione di temperatura corrispondente.

2.4.2 Zona carica fresca (aria + gas residui)

La legge di conservazione dell'energia per un sistema aperto applicata a tale zona permette di scrivere la seguente equazione:

$$\dot{Q}_u + \dot{m}_u h_u = \dot{U}_u + p\dot{V}_u \quad (2.43)$$

Nell'espressione (2.43) non è necessario includere la potenza termica rilasciata dalla combustione, se tutte le energie e le entalpie sono espresse relativamente allo stesso riferimento. L'energia interna è correlata all'entalpia dalla relazione:

$$U_u = m_u h_u - p V_u \quad (2.44)$$

che differenziata fornisce la seguente equazione:

$$\dot{U}_u = \dot{m}_u h_u + m_u c_{pu} \dot{T}_u - p_u \dot{V}_u - \dot{p}_u V_u \quad (2.45)$$

Sostituendo la (2.45) nella (2.43) si ottiene:

$$\dot{Q}_u + \dot{m}_u h_u = \dot{m}_u h_u + m_u c_{pu} \dot{T}_u - \dot{p}_u V_u \quad (2.46)$$

Dalla (2.41) si ha:

$$V_u = \frac{m_u R_u T_u}{p} \quad (2.47)$$

che sostituita nella (2.46) permette di ottenere la variazione nel tempo della temperatura della zona considerata:

$$\frac{dT_u}{dt} = \frac{\dot{p} R_u T_u}{p c_{pu}} + \frac{\dot{Q}_u}{m_u c_{pu}} \quad (2.48)$$

Dove:

$\frac{dT_u}{dt}$ [K/s] è la variazione nel tempo della temperatura della carica fresca;

\dot{Q}_u [kW] è la potenza termica ceduta alle pareti dalla massa di carica fresca;

m_u [kg] è la massa della zona di carica fresca;

c_{pu} [kJ/kgK] è il calore specifico a pressione costante della carica fresca;

R_u [kJ/kgK] è la costante specifica del gas.

2.4.3 Zona del combustibile vaporizzato

La legge di conservazione dell'energia per un sistema aperto applicata a tale zona permette di scrivere la seguente equazione:

$$\dot{Q}_f + \dot{m}_{fi} \left(h_f + \frac{1}{2} v_{iniez}^2 \right) = h_f (\dot{m}_{fi} - \dot{m}_f) + \dot{U}_f + p \dot{V}_f \quad (2.49)$$

Il termine $\frac{1}{2}v_{inie}^2$ rappresenta l'energia cinetica, per unità di massa, posseduta dal combustibile in ingresso nella zona considerata.

L'energia interna è correlata all'entalpia tramite la relazione:

$$U_f = m_f h_f - pV_f \quad (2.50)$$

che differenziata fornisce la seguente equazione:

$$\dot{U}_f = \dot{m}_f h_f + m_f C_{pf} \dot{T}_f - \dot{p}V_f - p\dot{V}_f \quad (2.51)$$

Sostituendo la (2.51) nella (2.52) si ottiene:

$$\dot{Q}_f + \dot{m}_{fi} \left(h_f + \frac{1}{2} v_{inie}^2 \right) = \dot{m}_{fi} h_f + p\dot{V}_f + \dot{m}_f C_{pf} T_f - \dot{p}V_f - p\dot{V}_f \quad (2.52)$$

Dalla (2.41) si ha:

$$V_f = \frac{m_f R_f T_f}{p} \quad (2.53)$$

che sostituita nella (2.52) permette, di ottenere la variazione nel tempo della temperatura della zona considerata:

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{\dot{p}R_f T_f}{pC_{pf}} + \frac{\dot{m}_{fi} \left(\frac{1}{2} v_{inie}^2 \right) + \dot{Q}_f}{m_f C_{pf}} \quad (2.54)$$

Dove:

$\frac{dT_f}{dt}$ [K/s] è la variazione nel tempo della temperatura del combustibile vaporizzato;

\dot{Q}_f [kW] è la potenza termica ceduta alle pareti dalla massa di combustibile vaporizzato;

m_{fi} [kg] è la massa di combustibile entrante (iniettato) nella zona di vapore;

C_{pf} [kJ/kgK] è il calore specifico a pressione costante del combustibile vaporizzato;

R_f [kJ/kgK] è la costante specifica del gas;

v_{inie}^2 [m/s] è la velocità di ingresso del getto di combustibile nel cilindro.

2.4.4 Zona dei gas combusti

La legge di conservazione dell'energia per un sistema aperto applicata a tale zona permette di scrivere la seguente equazione:

$$\dot{Q}_b + \dot{m}_u h_u + \dot{m}_f h_f = \dot{U}_b + p\dot{V}_b \quad (2.55)$$

L'energia interna è correlata all'entalpia dalla relazione:

$$U_b = m_b h_b - pV_b \quad (2.56)$$

che differenziata fornisce la seguente equazione:

$$\dot{U}_b = \dot{m}_b h_b + m_b c_{pb} \dot{T}_b - \dot{p}V_b - p\dot{V}_b \quad (2.57)$$

Sostituendo la (2.57) nella (2.56) si ottiene:

$$\dot{Q}_b + \dot{m}_u h_u + \dot{m}_f h_f = \dot{m}_b h_b + m_b c_{pb} \dot{T}_b - \dot{p}V_b - p\dot{V}_b + \dot{p}V_b \quad (2.58)$$

Dalla (2.41) si ha:

$$V_f = \frac{m_f R_f T_f}{p} \quad (2.59)$$

che sostituita nella (2.58) consente, di ottenere la variazione nel tempo della temperatura della zona considerata:

$$\frac{dT_b}{dt} = \frac{\dot{m}_u h_u}{m_b c_{pb}} + \frac{\dot{m}_f h_f}{m_b c_{pb}} - \frac{h_b}{c_{pb}} + \frac{\dot{p} R_b T_b}{p c_{pb}} + \frac{\dot{Q}_b}{m_b c_{pb}} \quad (2.60)$$

Dove:

$\frac{dT_b}{dt}$ [K/s] è la variazione nel tempo della temperatura dei gas combusti;

\dot{Q}_b [kW] è la potenza termica ceduta alle pareti dalla massa dei gas combusti;

m_b [kg] è la massa di aria della zona dei gas combusti;

c_{pb} [kJ/kgK] è il calore specifico a pressione costante dei gas combusti;

R_b [kJ/kgK] è la costante specifica del gas.

2.4.5 Scambio termico

La potenza termica convettiva scambiata attraverso le pareti della camera di combustione, è calcolata attraverso la seguente relazione:

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = Ah_c(T_M - T_W) \quad (2.61)$$

Dove:

A [m^2] è il valore dell'area della superficie istantanea di scambio termico di tutta la massa di gas presente nel cilindro;

T_W [K] è la temperatura di parete;

T_M [K] è la temperatura media istantanea dei gas contenuti nella camera di combustione;

h_c è il coefficiente di scambio convettivo [W/m^2K].

L'utilizzo della temperatura media T_M dei gas per calcolare lo scambio termico, nasce dal fatto che, durante le fasi di combustione ed espansione, non è possibile ipotizzare che solo la carica fresca o i soli gas combusti siano a contatto con le pareti.

La temperatura media del gas è quella della carica omogenea (ossia assimilabile ad un "mono-zona"), ovvero è calcolata come media ponderata delle temperature delle zone presenti in camera durante l'iniezione e la combustione:

$$T_M = \frac{\sum_{i=1}^3 m_i C_{vi} T_i}{\sum_{i=1}^3 m_i C_{vi}} \quad (2.62)$$

Dove:

$i = 1,2,3$ è l'indice che identifica le tre zone in cui viene suddivisa la camera di combustione;

m_i [kg] è la massa istantanea della i -esima zona;

c_{vi} [kJ/kgK] è il calore specifico a volume costante della i -esima zona;

T_i [K] è la temperatura istantanea della i -esima zona.

La potenza termica scambiata attraverso le pareti da ogni singola zona all'interno del cilindro può essere calcolata attraverso il valore globale ricavato con l'equazione (2.63), distribuendo quest'ultimo sulle tre zone attraverso le loro masse, i calori specifici a volume costante e le temperature, ovvero in ragione del loro contenuto energetico:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_{ht} \frac{(m_k C_{vk} T_k)}{\sum_{i=1}^3 m_i C_{vi} T_i} \quad k = 1,2,3 \quad (2.63)$$

2.4.6 Soluzione delle equazioni

Una volta ricavato il valore della pressione all'istante attuale t_n+dt , è possibile ricavare la variazione nel tempo \dot{p} rispetto al passo di integrazione precedente t_n :

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p_{t_n+dt} - p_{t_n}}{dt} \quad (2.64)$$

Con:

$$p_{t_n+dt} = \left(m_{u_{t_n+dt}} R_{u_{t_n+dt}} T_{u_{t_n}} + m_{b_{t_n+dt}} R_{b_{t_n+dt}} T_{b_{t_n}} + m_{f_{t_n+dt}} R_{f_{t_n+dt}} T_{f_{t_n}} \right) \frac{1}{V_{t_n+dt}} \quad (2.65)$$

Le masse sono tutte note in relazione ad una legge di rilascio del calore che può essere assegnata utilizzando ad esempio la correlazione di Watson, od una Wiebe oppure assegnando una legge di rilascio del calore “per punti”, ovvero una volta nota la relazione che lega la frazione di combustibile bruciata in funzione del tempo.

L'equazione (2.65) assieme alle (2.48), (2.54), (2.60), forma un sistema lineare di quattro equazioni differenziali che integrato permette di ricavare le variabili incognite (p, T_u, T_b e T_f).

Il metodo di integrazione utilizzato è quello di Runge–Kutta del quarto ordine a passo variabile.

Capitolo 3

Modellazione e confronto del motore Diesel Dv6 turbosovralimentato

Scopo del seguente capitolo è la descrizione della modellazione monodimensionale di un motore a combustione interna Diesel realizzato mediante pre-processore grafico *Gasdyn-Pre2* e il confronto delle grandezze caratteristiche tra due differenti architetture del medesimo motore, di cui si è rinnovato il progetto nell'anno 2011.

Il motore oggetto di studio è un Diesel quattro tempi sovralimentato di medio-piccola cilindrata a sedici valvole, destinato a vetture stradali, nato dalla joint-venture tra il gruppo automobilistico francese *PSA* ed il gruppo automobilistico americano *Ford*.

La *figura 3.1* mostra uno spaccato del motore, la cui sigla di progetto è *Dv6-TED4* ma chiamato semplicemente con l'abbreviativo *Dv6*.

In un lavoro precedente era stato modellato e studiato il medesimo motore, al quale si rimanda per ulteriori approfondimenti [4].

Inizialmente vengono descritte le differenze tra i due motori utilizzati per il confronto, per poi definire le modifiche apportate al modello monodimensionale rispetto all'architettura precedente. Successivamente si confrontano le grandezze caratteristiche del motore dei due modelli, tramite i risultati ottenuti effettuando simulazioni al variare dei regimi di rotazione: in particolare sono stati indagati i regimi dai 1500 ai 2500 giri.

Il lavoro è stato sviluppato utilizzando unicamente simulazioni numeriche, non è stato possibile confrontare i risultati con dati sperimentali, in quanto non disponibili.

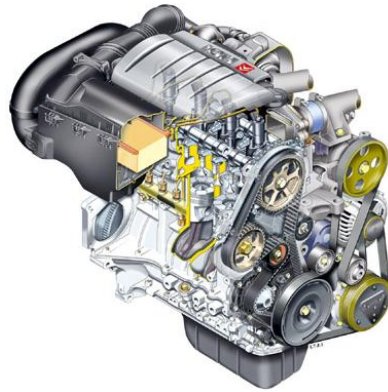


Figura 3.1 Spaccato del motore Dv6

3.1 Struttura del modello Gasdyn

Il motore *Dv6* oggetto di questo studio è stato schematizzato con un modello monodimensionale, tramite l'impiego del preprocessore *GasdynPre2*, e successivamente ne sono state simulate alcune condizioni di funzionamento grazie al solutore *Gasdyn*, il quale risolve le equazioni di conservazione della massa, quantità di moto ed energia nei punti della mesh del modello, come descritto nel capitolo 2.

A partire da uno schema tridimensionale *Catia* fornito era stato costruito il modello precedente applicando i criteri geometrici di modellazione (area equivalente e volume equivalente) per riprodurre con elementi monodimensionali (condotti) e zero-dimensionali (volumi, valvole, cilindri, turbocompressore, ecc.) una geometria tridimensionale complessa. Ciò è stato fatto per creare un modello veloce da risolvere (se si operassero le simulazioni su un modello tridimensionale i tempi di calcolo sarebbero enormemente dilatati e si perderebbe lo scopo previsionale del metodo, risultando sconveniente tutto il lavoro a computer rispetto alle prove al banco) e che ben approssimi il componente reale.

In *figura 3.2* è rappresentato il modello modificato rispetto alla versione precedente.

Il primo intervento è stato effettuato sull'intercooler: in luogo di un condotto perforato previsto dalla versione antecedente si è deciso di utilizzare una capacità volumica, le dimensioni sono state ricavate dal disegno *Catia* fornito insieme ai dati di progetto: si tratta di un intercooler di 4.4 litri di capacità, con una superficie di scambio termico di 883 cm^2 . Inoltre sono state dimensionate

le perdite in modo aderente ai dati del modello precedente e che fossero coerenti con i risultati esistenti. La nuova rappresentazione ha permesso un risparmio in termini di tempo all'atto della simulazione, in quanto l'analisi di questo elemento è stata ridotta semplicemente ad un condotto ed un volume, rendendo la mesh più semplice e di conseguenza più rapida la tempistica di calcolo del simulatore.

Questa versione del motore *Dv6* è stata equipaggiata di un condotto *Egr Short-Route*, per il ricircolo dei gas combusti e quindi per ridurre le emissioni inquinanti, è stato tolto, invece, il condotto *Long-Route*, che equipaggiava il motore precedente.

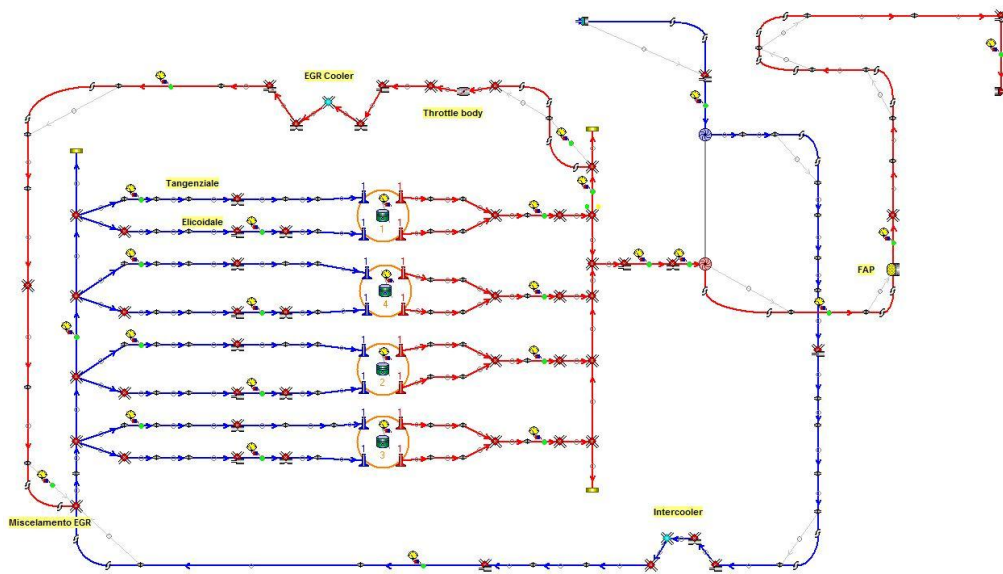


Figura 3.2: Modellazione del motore DV6 in ambiente Gasdyn

In questo capitolo le simulazioni riguardano il motore con valvola Egr chiusa, quindi la struttura utilizzata si riduce a quella rappresentata in *figura 3.3*.

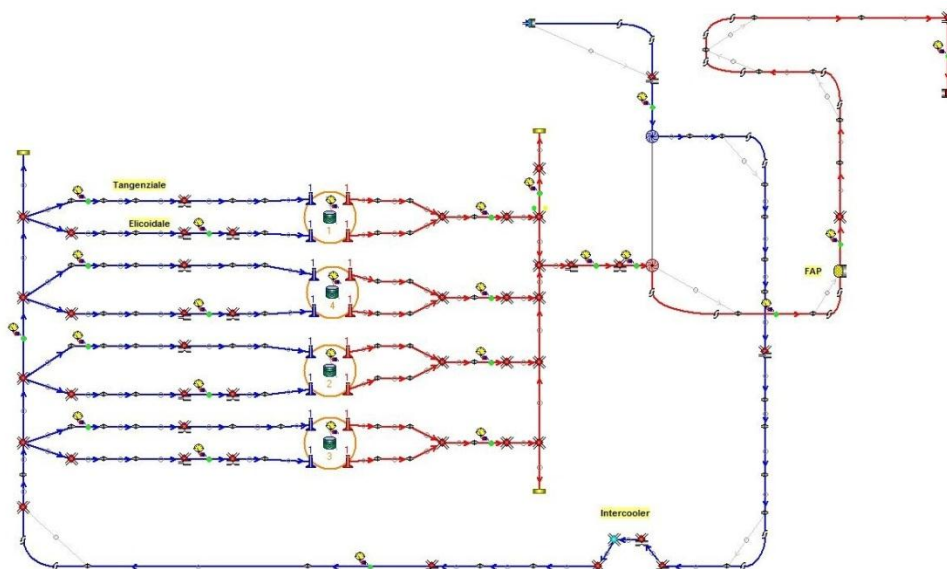


Figura 3.3: Modello monodimensionale del motore DV6 senza ricircolo di gas combusti

Nel seguente capitolo, invece, verranno descritte le caratteristiche del motore con ricircolo di gas esausti e di conseguenza il modello impiegato sfrutterà l'architettura completa.

Per il motore studiato, sono state messe a disposizione dalla *Honeywell* le mappe del turbocompressore per diversi gradi di apertura del distributore della turbina, chiamato anche con l'acronimo *Variable Guide Turbine* o *VGT*.

Per il compressore, in *figura 3.4* è rappresentata una famiglia di curve di funzionamento al variare del rapporto di compressione e del coefficiente di portata, parametrizzate sulla velocità di rotazione della girante.

Le curve di funzionamento sono limitate alle basse portate da un'instabilità di funzionamento, nota come *pompaggio*, legata all'interazione macchina ambiente ed alla natura comprimibile del flusso di gas.

Alle alte portate sono limitate invece da un fenomeno di saturazione della portata, conosciuto come *choking*, che si verifica quando in una sezione della macchina si raggiunge il valore di $Mach=1$ [6].

Purtroppo, i motori a combustione interna non raggiungono mai le condizioni di regime e sono contraddistinti da un flusso di gas instazionario all'interno dei condotti di aspirazione e scarico. Questa situazione porta a rendimenti del gruppo turbocompressore più scadenti rispetto a quelli ottenibili lavorando con flussi di gas stazionari.

Nelle *figure 3.4* e *3.5* sono riportate le mappe dei turbocompressori rispettivamente degli anni 2012 e 2010, che sono oggetto di analisi di questo

capitolo, nello specifico sono rappresentati i punti di funzionamento ad un regime di 2000 giri.

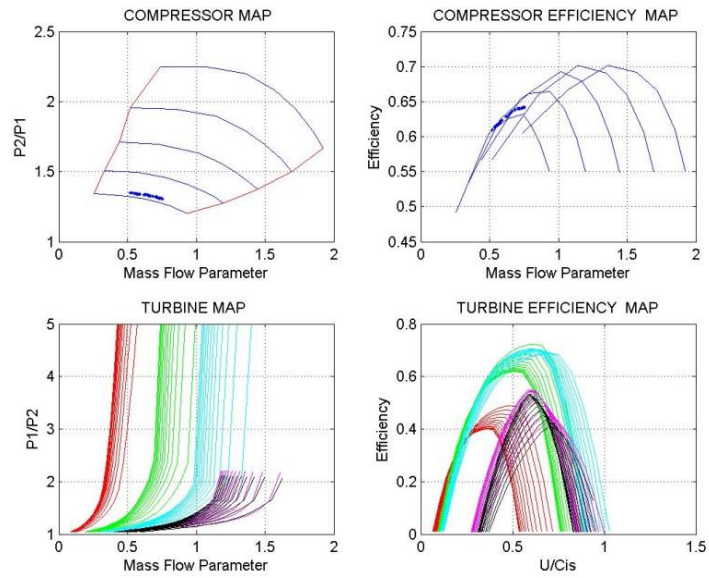


Figura 3.4: Mappe e relativo punto di funzionamento di compressore e turbina del DV6 2012

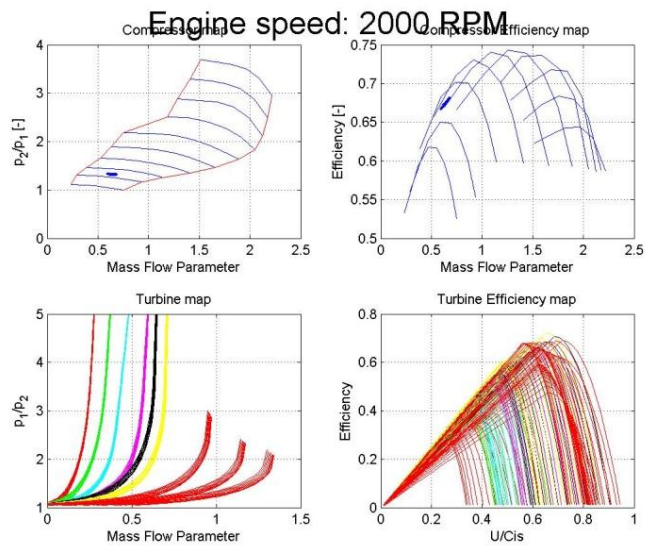


Figura 3.5: Mappe e relativo punto di funzionamento di compressore e turbina del DV6 2010

Dal confronto dei punti di funzionamento emerge che il nuovo turbocompressore è caratterizzato da un rapporto di compressione maggiore ma da un'efficienza inferiore. Ciò può essere attribuito al fatto che la massa di aria aspirata è sostanzialmente coincidente nei due casi, come visibile in *figura 3.6*, ma il nuovo motore è stato progettato con diametro dei condotti maggiore rispetto al precedente: conseguenza naturale è l'incremento del lavoro di compressione che influisce sull'efficienza della macchina stessa, causandone una lieve riduzione.

3.2 Risultati delle simulazioni

In questo paragrafo si confrontano i risultati delle simulazioni effettuate sui due modelli introdotti condotte a 1500, 1750, 2000 e 2500 giri, concentrandosi sulle grandezze caratteristiche del motore e i parametri termodinamici rilevanti.

3.2.1 Confronto parametri di funzionamento

Dalla *figura 3.6* si nota un andamento del parametro di quantità di aria fresca aspirata praticamente coincidente per i due casi, mentre il valore di coppia, riportato in *figura 3.7*, risulta superiore nell'ultimo progetto in particolare per i regimi di 1500 e 2500 giri, mantenendosi invece in linea con il precedente nel regime centrale dei 2000 giri.

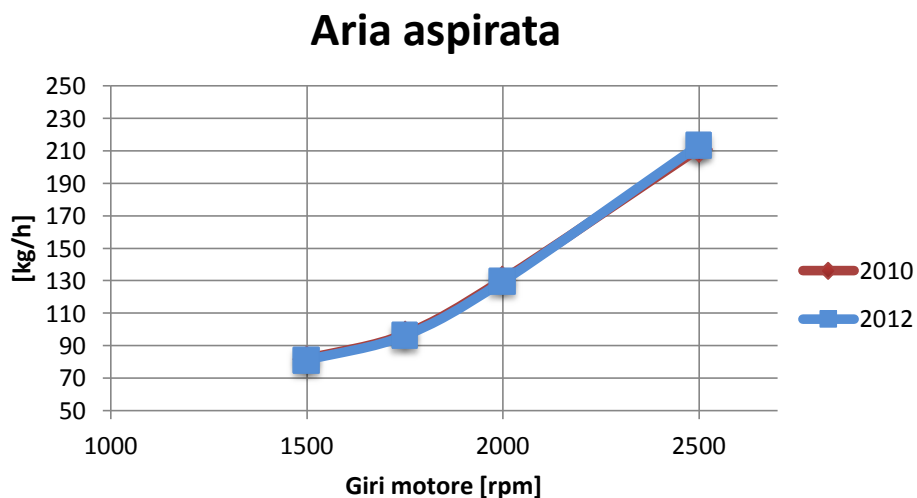


Figura 3.6 Massa di aria aspirata in rapporto al numero di giri

Si può affermare che il nuovo turbocompressore è stato progettato per essere più efficiente ai medi-alti regimi, migliorando in tal senso l'efficienza del compressore e più evidentemente quella della turbina.

I valori che maggiormente si distinguono sono a 2500 giri, in cui si verifica un netto incremento delle prestazioni della macchina rispetto al vecchio progetto: il dato più significativo è tracciabile nel grafico della coppia in cui si nota il discostarsi dei due andamenti a confronto in favore del nuovo motore agli alti regimi.

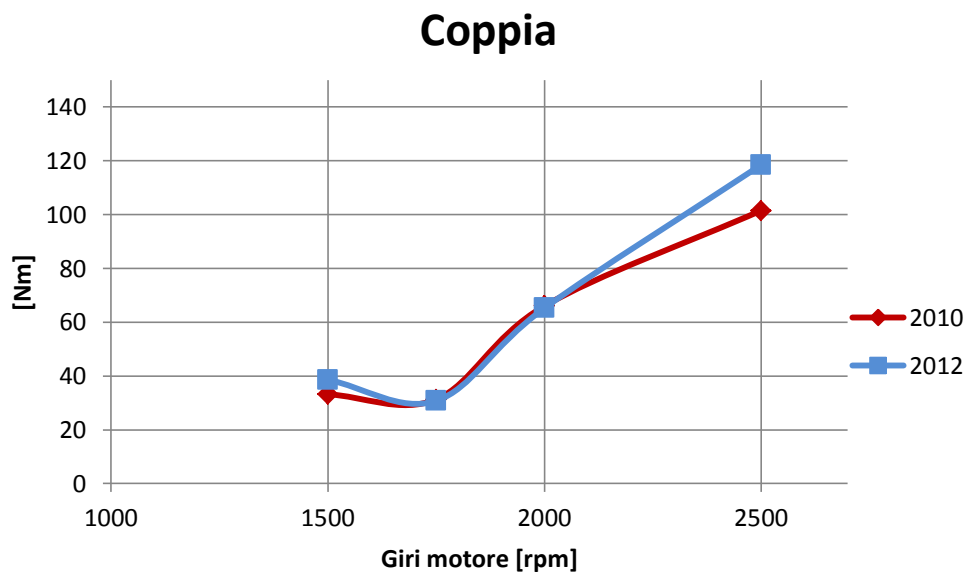


Figura 3.7: Coppia all'albero al variare dei giri del motore

Potenza compressore

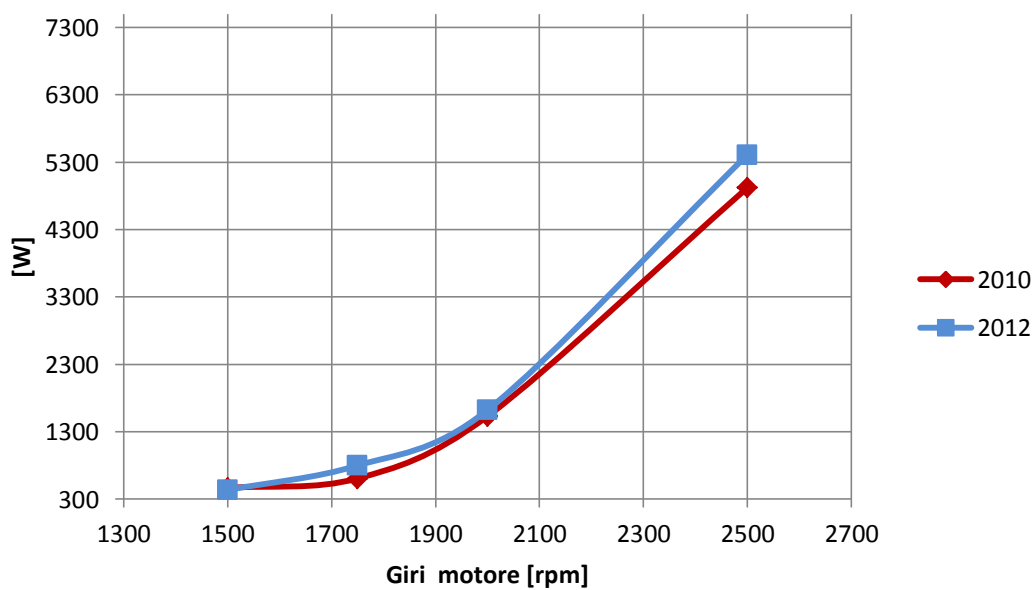


Figura 3.8: Potenza assorbita dal compressore al variare dei giri del motore

Potenza turbina

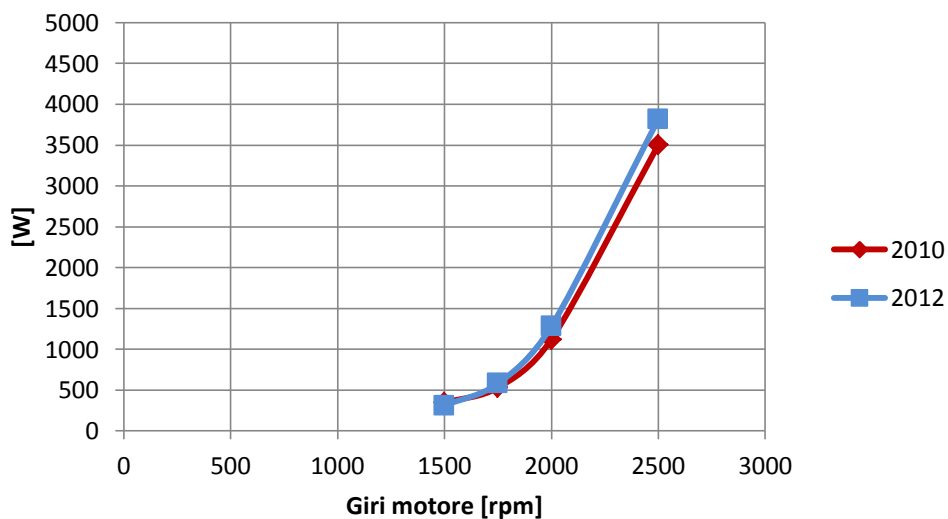


Figura 3.9: Potenza erogata dalla turbina al variare dei giri del motore

Come illustrato nel primo capitolo la sovralimentazione consente, ad ogni ciclo, l'immissione all'interno del cilindro di una quantità di aria assai maggiore di quella che entrerebbe in caso di normale alimentazione aspirata. La pressione media effettiva risulta quindi notevolmente più alta e quindi la coppia e la potenza erogata dal motore sono maggiori, un valore di coppia motrice e potenza erogata dalla turbina superiori dimostrano quindi una migliore efficienza del nuovo turbocompressore.

La sovralimentazione offre così la possibilità di incrementare notevolmente le prestazioni del motore senza grossa spesa e senza che vi sia necessità di aumentarne la cilindrata (e quindi le dimensioni ed il peso) o il regime di rotazione.

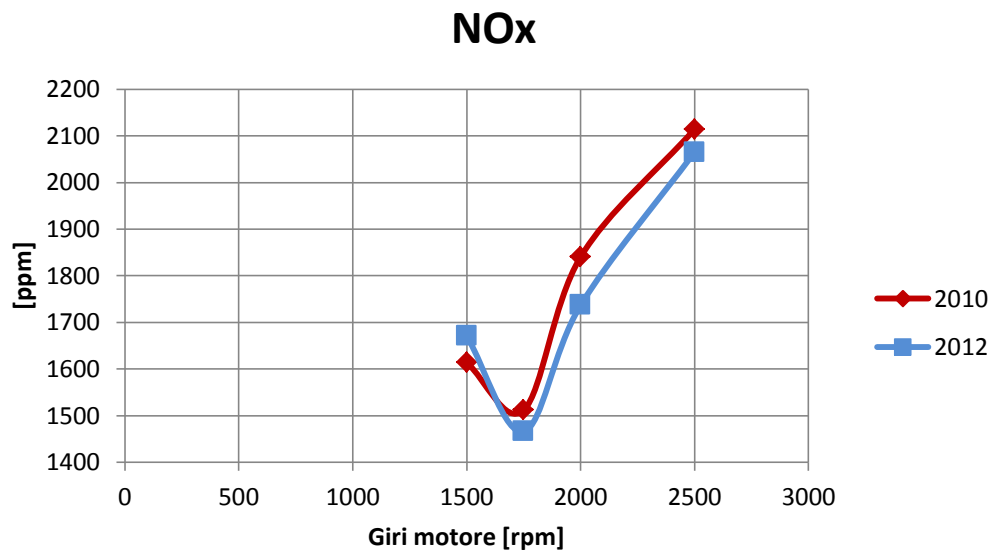


Figura 3.10: Andamento degli NOx al variare dei giri del motore

Sebbene questo capitolo non sia sede dell'analisi Egr si è riportato comunque l'andamento dei gas combusti al variare dei giri del motore: in *figura 3.10* si osserva che il nuovo motore è stato progettato per ridurre l'emissione di gas inquinanti già senza ricircolo di gas. Si nota però che a 1500 giri la quantità di gas esausti è più alta rispetto al caso precedente, ciò può essere imputato al maggiore lavoro che assorbe il compressore ai bassi regimi.

3.2.2 Confronto pressioni

Per il confronto delle grandezze termodinamiche si è scelto di indagare il caso a 2000 giri, che verrà riproposto anche nel capitolo seguente per l'architettura con ricircolo di gas combusti. In questo modo si potranno effettuare confronti congruenti con i dati a disposizione per il motore precedente e si avrà la possibilità di effettuare un'analisi di validità generale sul nuovo motore e l'inerente modellazione. Gli altri casi non presentano differenze sostanziali e, pertanto, per alleggerire la trattazione, non sono stati riproposti.

Si procede analizzando dapprima le pressioni all'aspirazione ed in seguito le condizioni di scarico.

Dalle *figure 3.11* e *3.12* si osserva un andamento delle pressioni a monte e valle compressore sensibilmente più regolare per il nuovo motore rispetto al precedente, si denota anche una maggiore escursione dei valori attorno alla media che rimane costante, perciò in linea con quanto riportato in letteratura.

I picchi di pressione del caso attuale si registrano ogni 180° di manovella, ossia in corrispondenza delle quattro fasi del motore:

- **Fase di Aspirazione**, compiuta in 180° di angolo di manovella;
- **Fase di Compressione**, compiuta in 180° di angolo di manovella;
- **Fase di Espansione**, compiuta in 180° di angolo di manovella;
- **Fase di Scarico**, compiuta in 180° di angolo di manovella.

Si verifica inoltre un contrasto tra i risultati ottenuti dalla simulazione e i dati sperimentali forniti per le mappe del turbocompressore: il rapporto di compressione restituito dal modello risulta infatti inferiore rispetto al caso di confronto, rispecchiando, invece, le considerazioni effettuate nel paragrafo precedente riguardo al gruppo turbocompressore.

Pressione a monte compressore

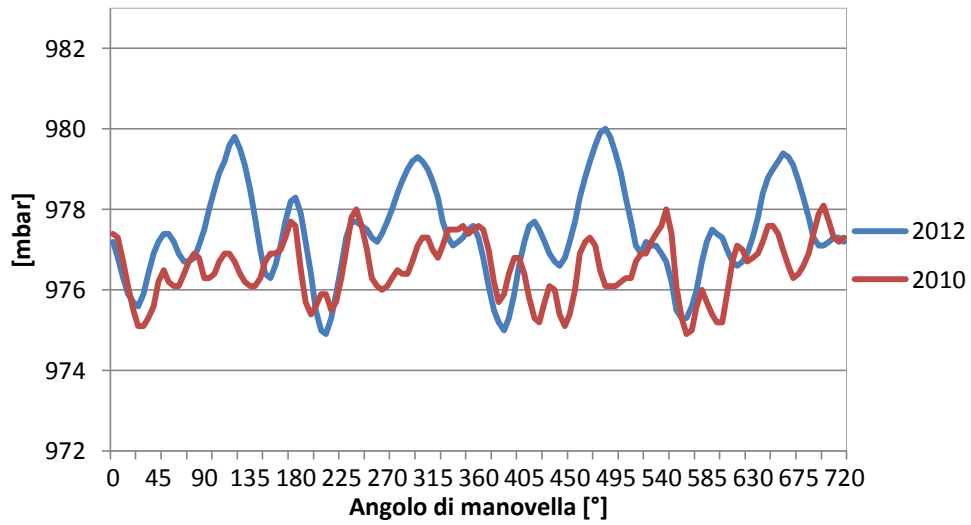


Figura 3.11: Andamento della pressione a monte compressore in funzione dell'angolo di manovella

Pressione valle compressore

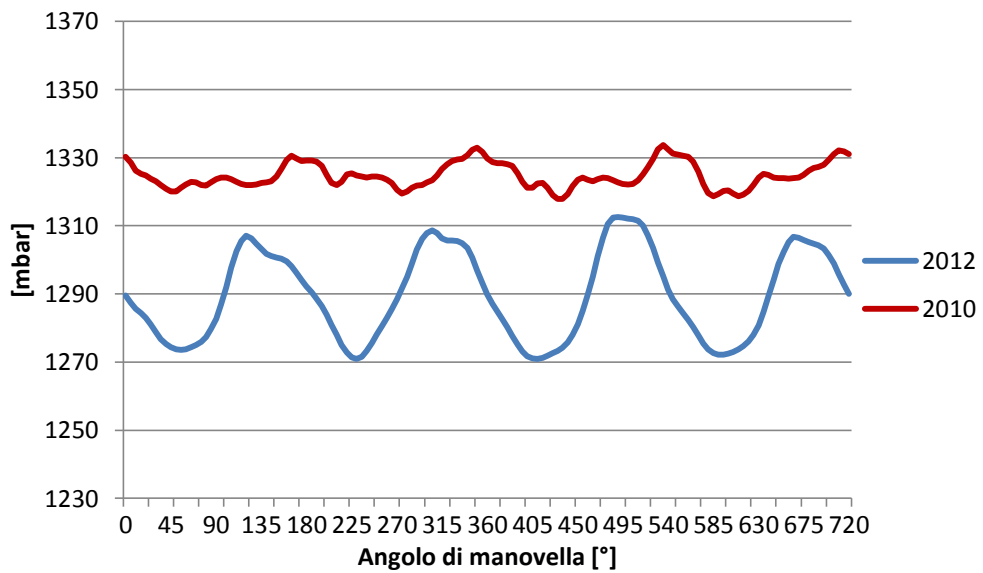


Figura 3.12: Andamento della pressione a valle compressore in funzione dell'angolo di manovella

La pressione a valle intercooler, come visibile in *figura 3.13* coincide per i due modelli sia per valor medio che per andamento: entrambe le architettura infatti simulano correttamente il raffreddamento della carica d'aria compressa. Si ricorda che la scelta di modificare l'elemento di modellazione è stata dettata da un'esigenza di risparmio computazione e semplicità di compilazione. Si conferma quindi che la modifica apportata ha influito positivamente sulla velocità di calcolo all'atto della simulazione e non ha inficiato i risultati degli altri parametri termodinamici.

Pressione valle intercooler

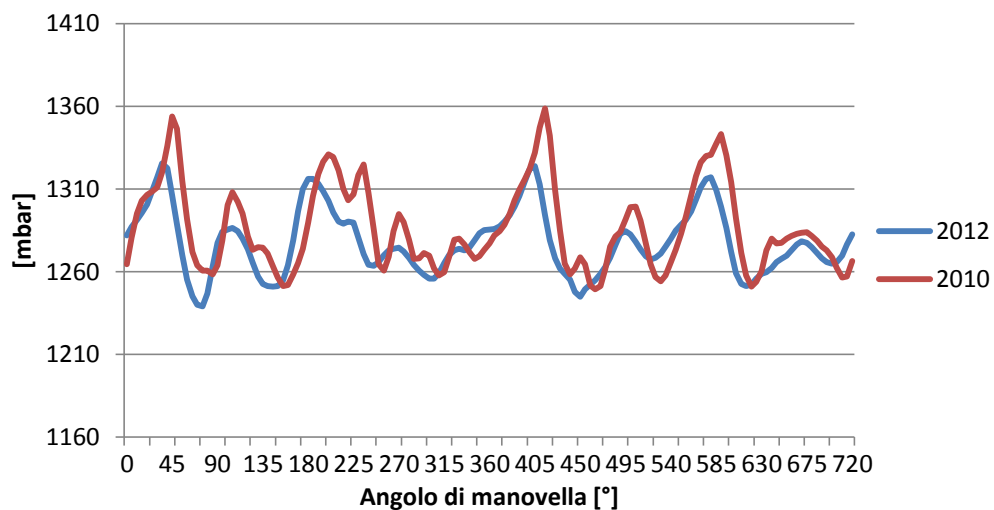


Figura 3.13: Andamento della pressione a valle dell'intercooler

In *figura 3.14* sono chiaramente distinguibili i quattro impulsi prodotti dai cilindri, di ampiezza limitata per quanto riguarda il modello precedente, più marcata nel caso attuale: questo andamento è una conseguenza della differenza di pressione, all'apertura della valvola, tra il cilindro e il sistema di aspirazione.

Nei condotti che collegano il plenum di aspirazione ai cilindri; il moto ondoso è influenzato anche dalle interazioni provocate dalle onde dei cilindri adiacenti durante il succedersi delle fasi di aspirazione. La probabile causa di ciò è da attribuire ai limiti della modellazione monodimensionale, che non riesce a schematizzare in maniera sufficientemente precisa un elemento tipicamente tridimensionale quale è il plenum e quindi la riflessione di tutte le onde di pressione riscontrabili nei condotti di aspirazione.

Pressione plenum aspirazione

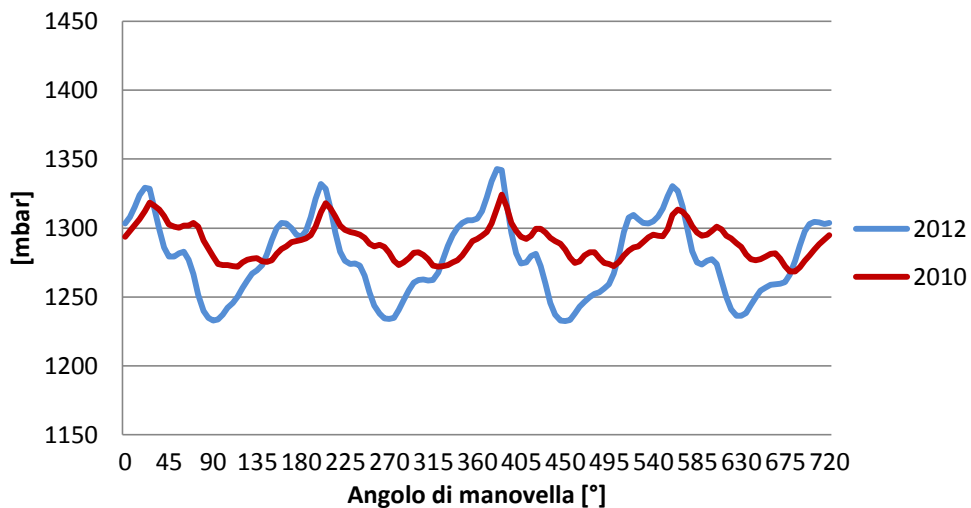


Figura 3.14: Andamento della pressione al plenum di aspirazione

Pressione ingresso I cilindro, condotto tangenziale

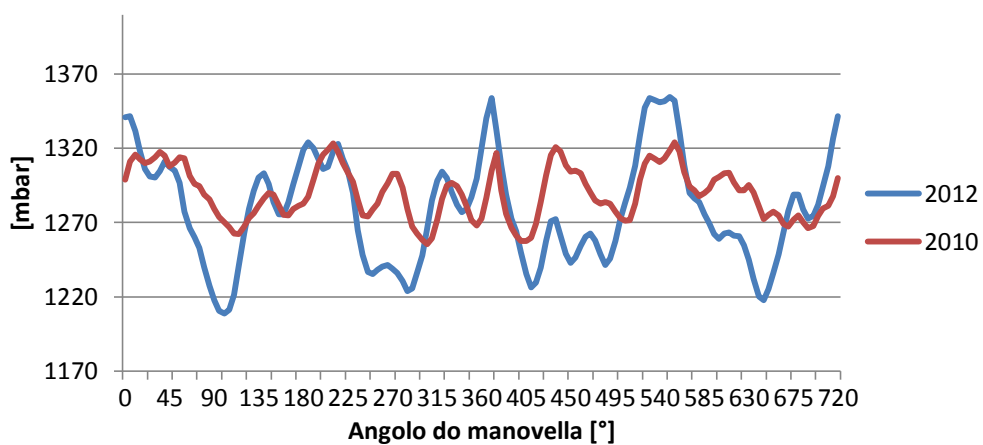


Figura 3.15: Andamento della pressione in ingresso al I cilindro nel condotto tangenziale

Pressione ingresso I cilindro, condotto elicoidale

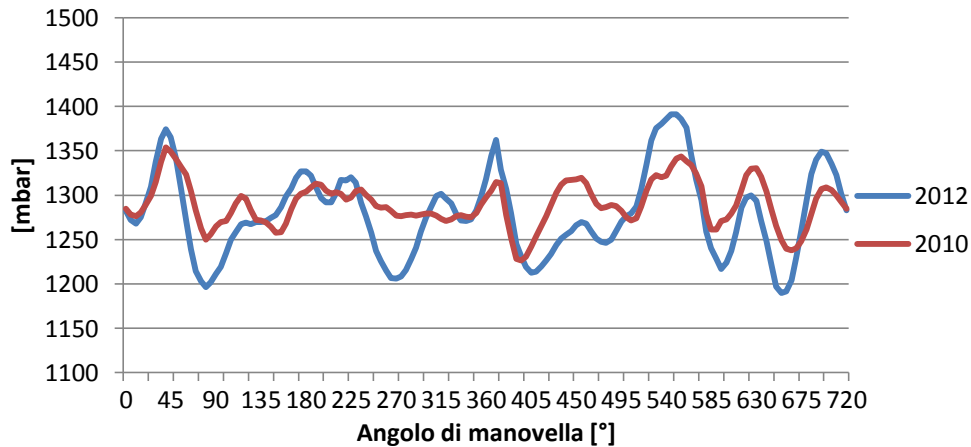


Figura 3.16: Andamento della pressione in ingresso al I cilindro nel condotto elicoidale

Per quanto riguarda il sistema di scarico, si può osservare che: nel runner di scarico, in *figura 3.17* sono ben delineati i quattro picchi di pressione dovuti all'apertura delle valvole dei cilindri: il sistema di scarico, infatti, è del tipo ad impulsi e, pertanto, il plenum è di dimensione tale da non smorzare i contributi provenienti dagli altri cilindri.

Gli andamenti per i due casi considerati sono sostanzialmente paragonabili, si evidenzia una maggiore escursione tra minimi e massimi per il nuovo modello. Anche nella sezione a monte della turbina, in *figura 3.18*, sono facilmente identificabili i quattro impulsi provenienti dai cilindri. Si deduce che l'exergia dei gas di scarico si conserva a cavallo del plenum ed è completamente disponibile per la turbina.

Pressione uscita IV cilindro

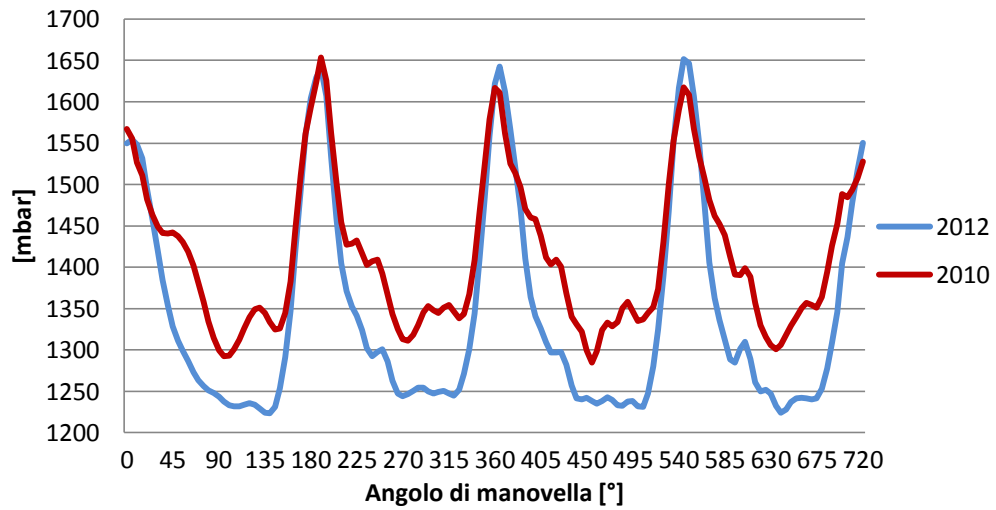


Figura 3.17: Pressione in uscita dal IV cilindro al variare dell'angolo di manovella

Pressione ingresso turbina

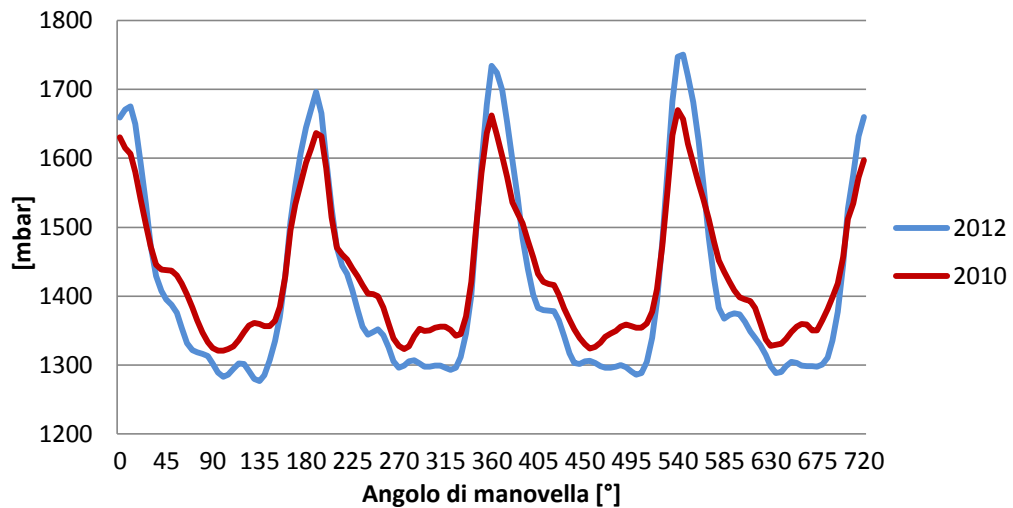


Figura 3.18: Andamento della pressione in ingresso turbina al variare dell'angolo di manovella

Pressione uscita turbina

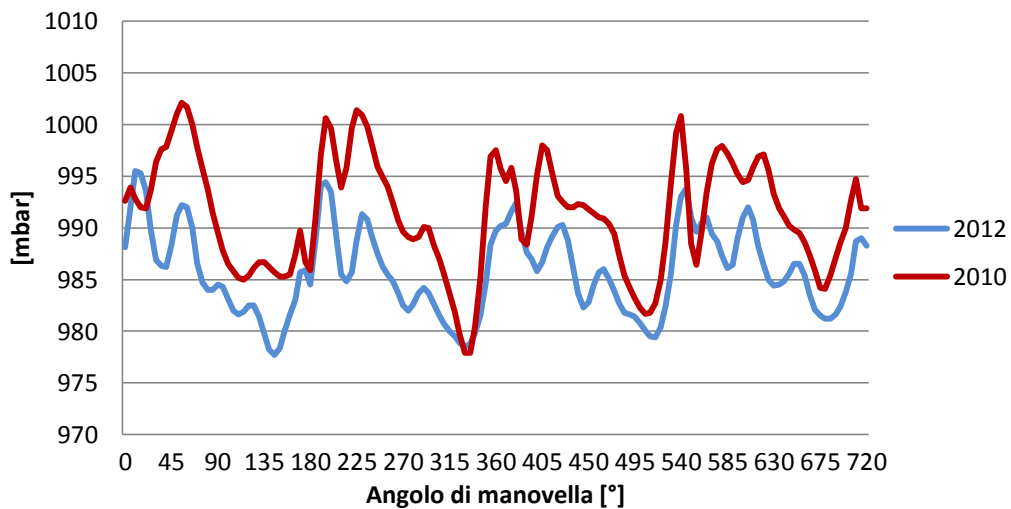


Figura 3.19: Andamento della pressione all'uscita della turbina

A valle della turbina (*figura 3.19*) valgono considerazioni analoghe a quelle relative al caso a monte del compressore: si possono percepire i quattro impulsi presenti a monte, anche se talmente smorzati da confondersi col rumore di fondo; nei casi di maggior carico del motore, quando l'intensità degli impulsi a monte della turbina è più elevata, le quattro oscillazioni sono ben distinguibili.

Nel caso attuale la pressione di uscita ha una media inferiore, ciò significa che il lavoro di espansione della turbina è più soddisfacente, rispecchiando le considerazioni effettuate per la potenza nel paragrafo precedente.

3.2.3 Confronto della temperature

Le misure sperimentali delle temperature sono acquisite a bassa frequenza, per cui è possibile effettuare un confronto dei soli valori medi.

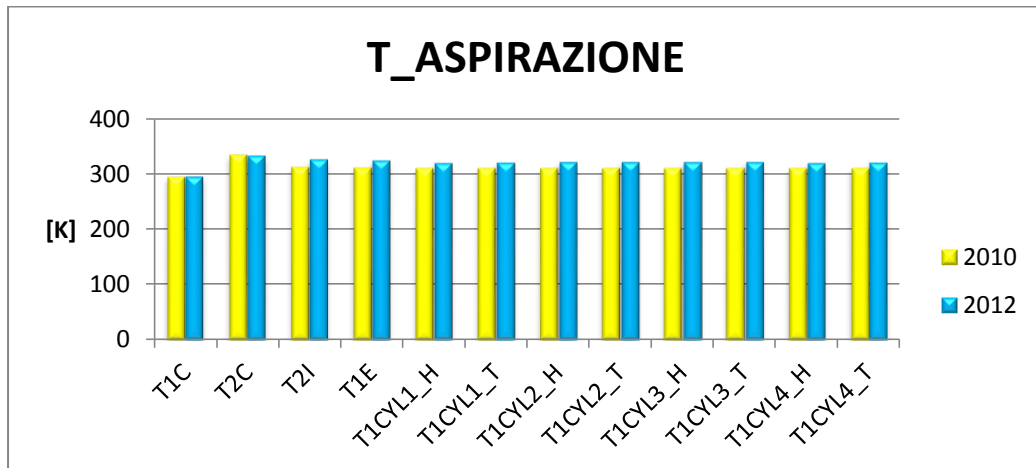


Figura 3.20: Confronto delle temperature nei condotti di aspirazione di compressore, intercooler, cilindri

In *figura 3.20* sono mostrati i valori medi delle temperature nei condotti di aspirazione:

T1C	monte compressore
T2C	valle compressore
T2I	valle intercooler
T1E	plenum di aspirazione
T1cyl1_H	condotto di aspirazione elicoidale relativo al cilindro 1
T1cyl1_T	condotto di aspirazione tangenziale relativo al cilindro 1
T1cyl2_H	condotto di aspirazione elicoidale relativo al cilindro 2
T1cyl2_T	condotto di aspirazione tangenziale relativo al cilindro 2
T1cyl3_H	condotto di aspirazione elicoidale relativo al cilindro 3
T1cyl3_T	condotto di aspirazione tangenziale relativo al cilindro 3
T1cyl4_H	condotto di aspirazione elicoidale relativo al cilindro 4
T1cyl4_T	condotto di aspirazione tangenziale relativo al cilindro 4

È possibile notare il buon accordo delle temperature in tutti i condotti di aspirazione tra i due casi considerati: all'ingresso e in uscita dal compressore i

valori sono pressoché costanti, emergono valori più alti per il modello 2012 dall'uscita dell'intercooler fino a tutti i condotti di ingresso ai cilindri, la temperatura più alta dell'intercooler e il conseguente aumento in tutti i condotti non ha condizionato il lavoro totale del turbocompressore.

In *figura 3.21* sono riportati i dati relativi alle temperature allo scarico:

T2_cyl1	condotto di scarico relativo al cilindro 1
T2_cyl2	condotto di scarico relativo al cilindro 2
T2_cyl3	condotto di scarico relativo al cilindro 3
T2_cyl4	condotto di scarico relativo al cilindro 4
T1T	monte turbina
T2T	valle turbina

Si osserva infatti, che al contrario dell'aspirazione, in uscita si ottengono temperature inferiori con la nuova architettura

La temperatura a monte della turbina è uno dei parametri di maggior rilievo ai fini della taratura del modello, in quanto influenza in maniera preponderante l'energia disponibile alla turbina e quindi il grado di apertura della *VG*T.

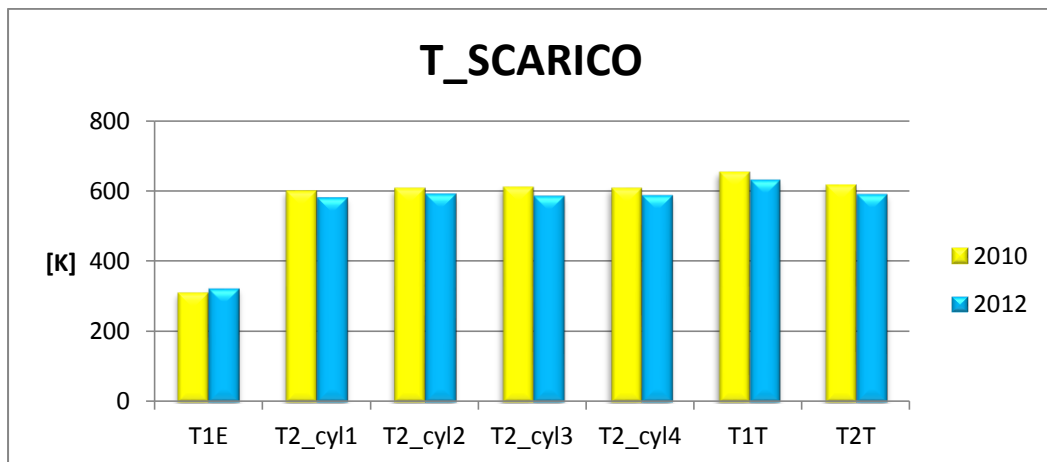


Figura 3.21: Confronto delle temperature di scarico di compressore, cilindri, intercooler e turbina

Il problema maggiore è rappresentato dalla temperatura sperimentale indicata: le temperature allo scarico calcolate dal *Gasdyn* sovrastimano i dati sperimentali, mentre quella a monte della turbina in tutti i casi trattati è

ampiamente sottostimata. Per ridurre questo scarto si è annullato lo scambio termico con le pareti del plenum di scarico e, di conseguenza, la relativa diminuzione di temperatura; tale ipotesi è giustificabile considerando la collocazione di questo elemento all'interno del sistema, collocazione che impedisce un adeguato smaltimento di calore.

Per annullare lo scambio termico delle pareti si è posto uguale a zero il valore di un coefficiente, previsto dal programma, che moltiplica il coefficiente di scambio termico; in tal modo il modello non perde di generalità. In alternativa si sarebbe potuto imporre al gas la temperatura sperimentale nel punto a monte della turbina; tale approccio avrebbe però impedito al modello di assumere la natura predittiva voluta, in quanto i risultati sarebbero stati determinati dallo specifico dato sperimentale non generalizzato.

Capitolo 4

Simulazione e confronto dei modelli con architettura per il ricircolo dei gas combusti

In questo capitolo si analizzano le caratteristiche dell'architettura utilizzata per il ricircolo di gas combusti, al fine di ridurre la produzione di ossidi di azoto in camera di combustione.

Il modello presentato nel precedente capitolo è stato modificato di volta in volta nella geometria dei condotti e nella realizzazione dell'*Egr-cooler* per ottenere risultati congruenti ed affidabili. Non è stato possibile operare un confronto con dati sperimentali, in quanto non disponibili.

I risultati saranno, invece, confrontati come nel capitolo precedente con i dati ottenuti dalle simulazioni effettuate con il modello 2010.

Dapprima si descrive il modello di combustione utilizzato e come è stata variata la geometria del motore *Dv6* per implementare la tipologia di *Egr Short-Route*; in seguito si presenteranno i risultati ottenuti variando la percentuale di gas riciccolati, rapportandoli a quelli ricavati utilizzando l'architettura del *Dv6* precedente.

4.1 Modifiche apportate alla struttura

Il nuovo motore *Dv6* è equipaggiato dal sistema di ricircolo gas *Short-Route*, ossia i gas combusti, appena usciti dal cilindro, vengono prelevati e riportati nel condotto di aspirazione a valle del compressore.

Le reazioni di produzione di ossidi di azoto sono attivate dalla presenza di ossigeno ed azoto allo stato atomico, dovuti alla dissociazione prodotta dalle elevate temperature raggiunte nei gas dopo il passaggio della fiamma.

L'*Egr cooler* permette una riduzione della temperatura dei gas riciccolati, garantendo anche una diminuzione di temperatura della massa aspirata dai cilindri. La modellazione di tale elemento è stata modificata rispetto alla configurazione utilizzata come confronto: in particolare è stato scelto di rappresentarlo mediante un volume e delle perdite concentrate poste sulle linee di ingresso ed uscita al volume stesso, come visibile nell'architettura generale del motore in *figura 4.1* e, in dettaglio, evidenziato mediante ellisse verde in *figura 4.2*.

Prima di giungere all'architettura definitiva del condotto di ricircolo sono state provate diverse soluzioni. Considerando che lo scopo di tale elemento è l'abbassamento della temperatura massima nel cilindro e il conseguente abbattimento delle emissioni di NOx, l'attenzione ai risultati delle simulazioni è stata indirizzata principalmente a quest'ultimo valori unitamente al consumo di combustibile.

La struttura presentata è quella che meglio simula il comportamento reale del motore oggetto di studio.

Il volume è stato stimato di 5 cm³ di capacità, posto ad una temperatura di 365 K mentre le perdite poste in ingresso ed uscita ad esso sono due *pressure loss* di coefficiente 4, che simulano due perdite concentrate di pressione.

Utilizzando questa configurazione sono state eseguite simulazioni al variare dei gradi di apertura della valvola Egr da 0 a 40°.

Tutti i le grandezze sono rappresentate al variare della percentuale di ricircolo di gas combusti calcolata come rapporto tra la massa aspirata e la massa totale (aspirata+massa ricircolo egr).

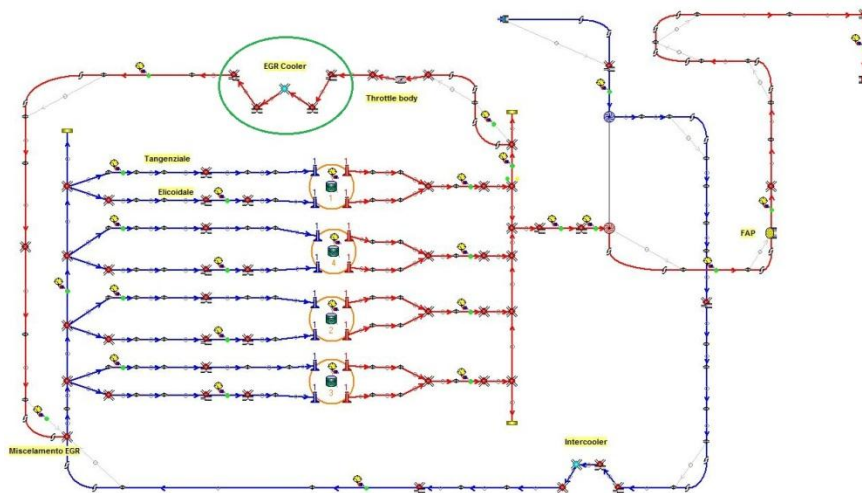


Figura 4.1: Architettura del modello Dv6 modificato per simulazione mediante ricircolo di gas combusti

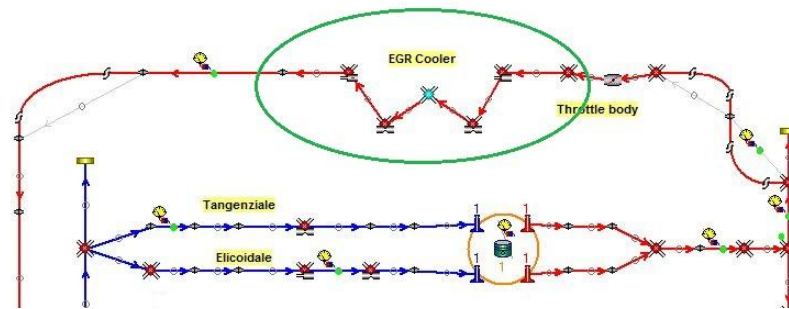


Figura 4.2: Dettaglio dell'elemento egr-cooler modificato

4.2 Confronto Egr Short Route

Nel presente capitolo si riportano gli andamenti dei parametri prestazionali e termodinamici del motore in funzione della percentuale di gas combusti riciclati (nel seguito identificata con l'acronimo Egr). Tali risultati vengono confrontati con quelli ottenuti con la modellazione precedente.

Tutte le simulazioni sono state effettuate a numero di giri costante, nella fattispecie si è scelto di operare ad un regime di 2000 giri/minuto.

In *figura 4.3* si osserva l'andamento della coppia motore al variare della percentuale di Egr: si è scelto di imporre un valore costante per permettere un confronto congruente con i dati a disposizione dalle simulazioni passate.

Il nuovo Dv6, come già descritto nei capitoli precedenti, è stato equipaggiato con un nuovo turbocompressore che sia nel caso di valvola Egr chiusa, che in caso di ricircolo di gas combusti, presenta un valore più alto del precedente.

Nel caso del 2010 si ottiene una coppia di 70 Nm, il nuovo motore sviluppa, a 2000 rpm, una coppia media, con valvola aperta, di 77.8 Nm.

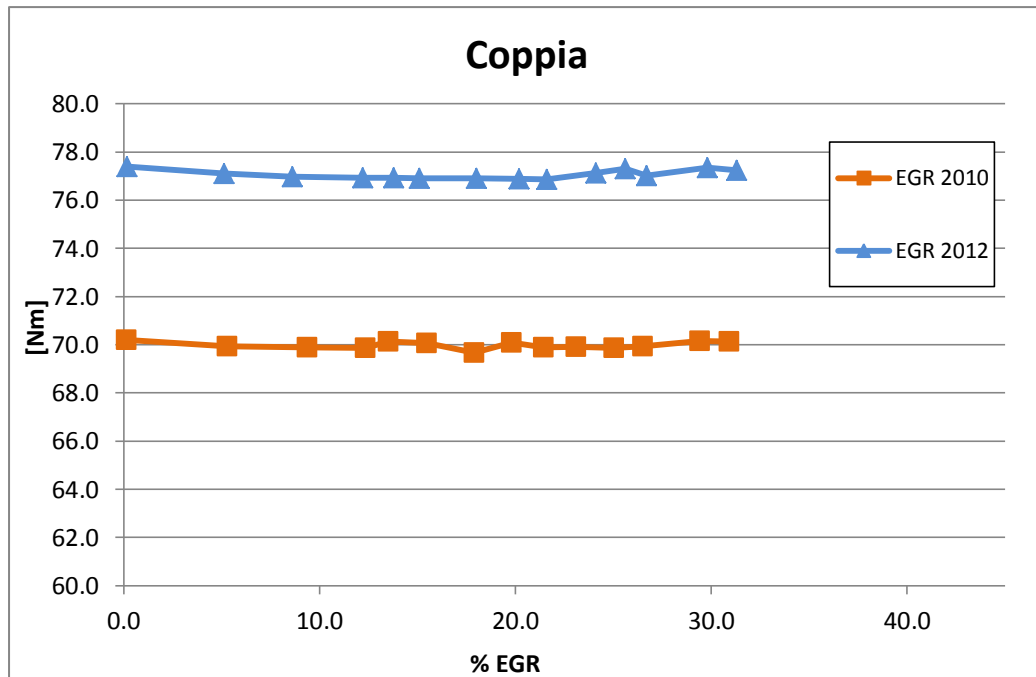


Figura 4.3: Andamento della coppia in funzione della percentuale di EGR

Avendo mantenuto costante il valore di coppia, è stata aumentata di volta in volta la percentuale di combustibile iniettata.

La presenza dell'*Egr cooler* rende possibile la riduzione della temperatura dei gas riciclati, mentre si osserva che la temperatura nel plenum di aspirazione aumenta (*figura 4.4*): ciò comporta una diminuzione della massa di aria fresca aspirata come visibile in *figura 4.5*.

Si osserva però che la nuova configurazione dell'*Egr cooler* risulta più efficiente, la temperatura massima raggiunta al plenum di aspirazione è di 314.7 K contro i 327.8 K della modellazione precedente.

Si deve comunque considerare che nonostante la temperatura massima sia un indice significativo nell'abbattimento di gas inquinanti, non è comunque sufficiente ai fini della previsione di produzione di NOx. È necessaria anche una valutazione della permanenza di suddetti gas alle alte temperature.

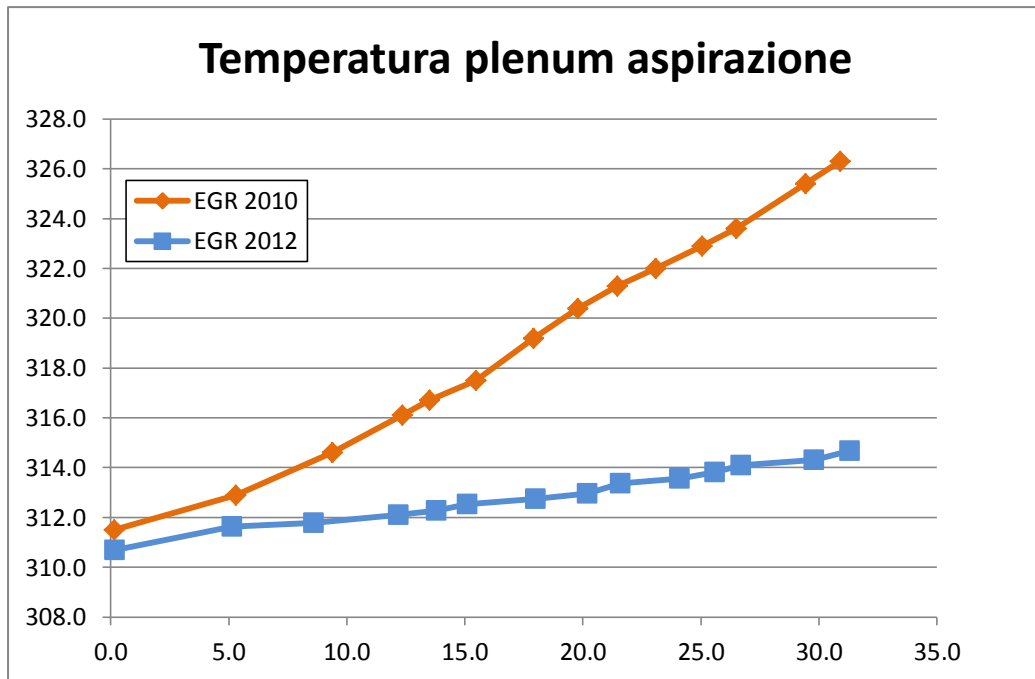


Figura 4.4: Andamento della temperatura al plenum di aspirazione

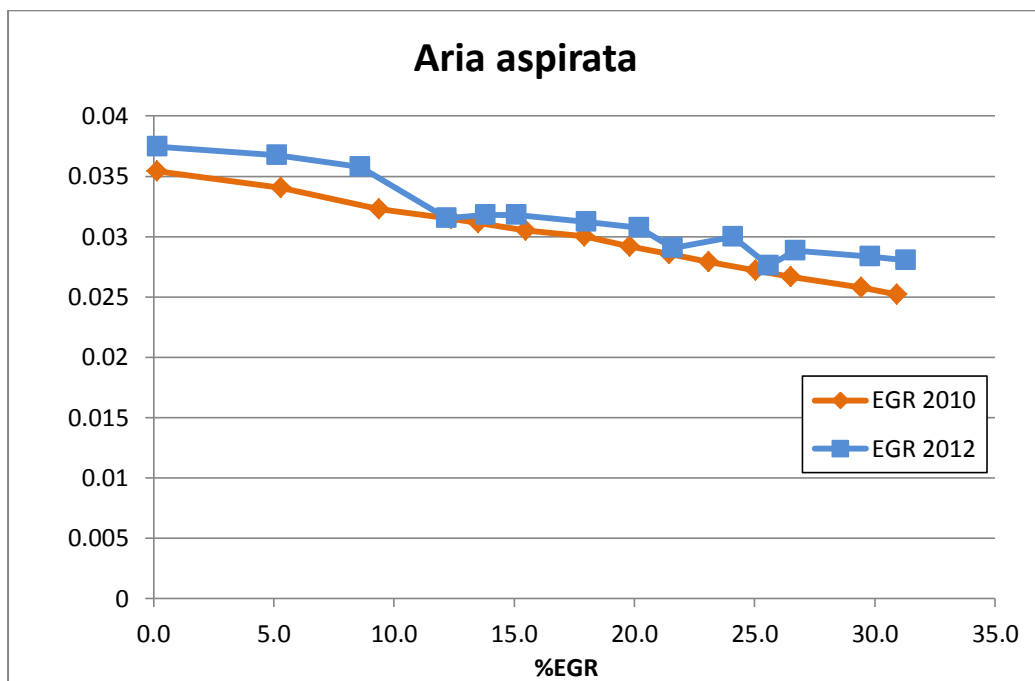


Figura 4.5: Andamento dell'aria aspirata in funzione della percentuale di EGR

Analizzando le prestazioni del gruppo turbocompressore, in *figura 4.6* si osserva che, quando la VGT si chiude, aumenta la pressione a monte della turbina, ciò provoca due conseguenze: l'aumento del rapporto di espansione e la riduzione della portata di gas elaborati in quanto aumenta la quantità di gas riciccolati. La chiusura della VGT genera conseguenze anche a livello del plenum di aspirazione: una variazione della pressione dovuta al calo di potenza del compressore e un aumento della portata di gas riciccolati.

Per ogni simulazione l'apertura della valvola Egr rimane costante: si osserva che nella prima fase di chiusura della VGT, la potenza erogata dalla turbina aumenta, infatti l'aumento del rapporto di espansione, osservabile in *figura 4.9* prevale sulla perdita di portata.

In conclusione, per raggiungere la sovrappressione richiesta, con la tecnologia *Short Route* la VGT è costretta a chiudersi, malgrado il lavoro del compressore diminuisca a causa della minor portata elaborata; il rapporto di espansione aumenta in quanto la pressione a valle turbina rimane pressoché costante.

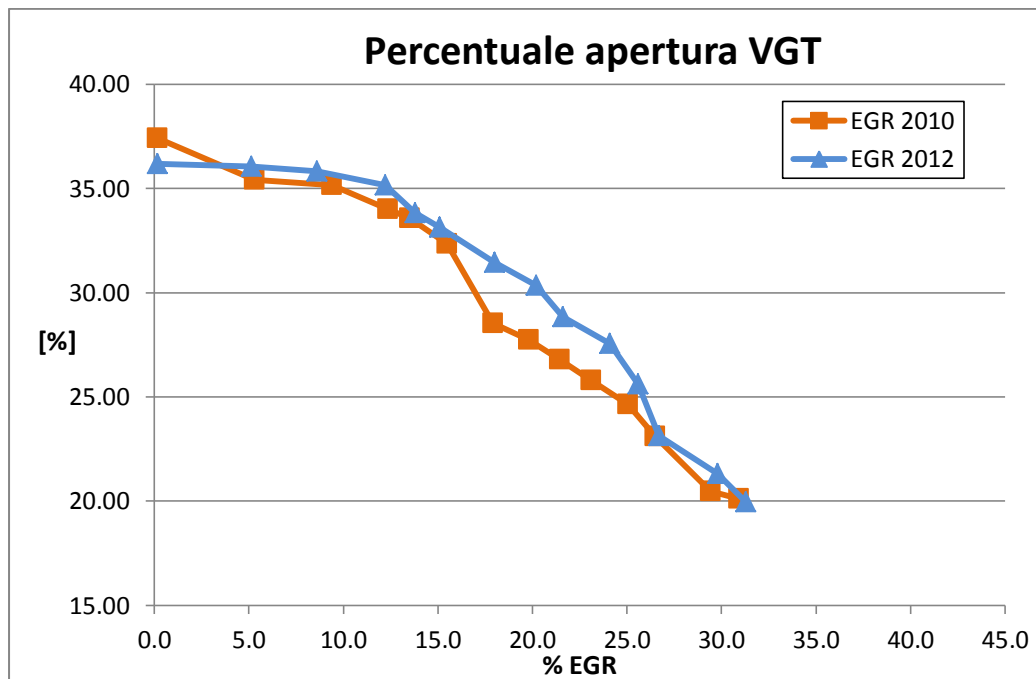


Figura 4.6 : Andamento della percentuale di apertura della turbina al variare della percentuale di EGR

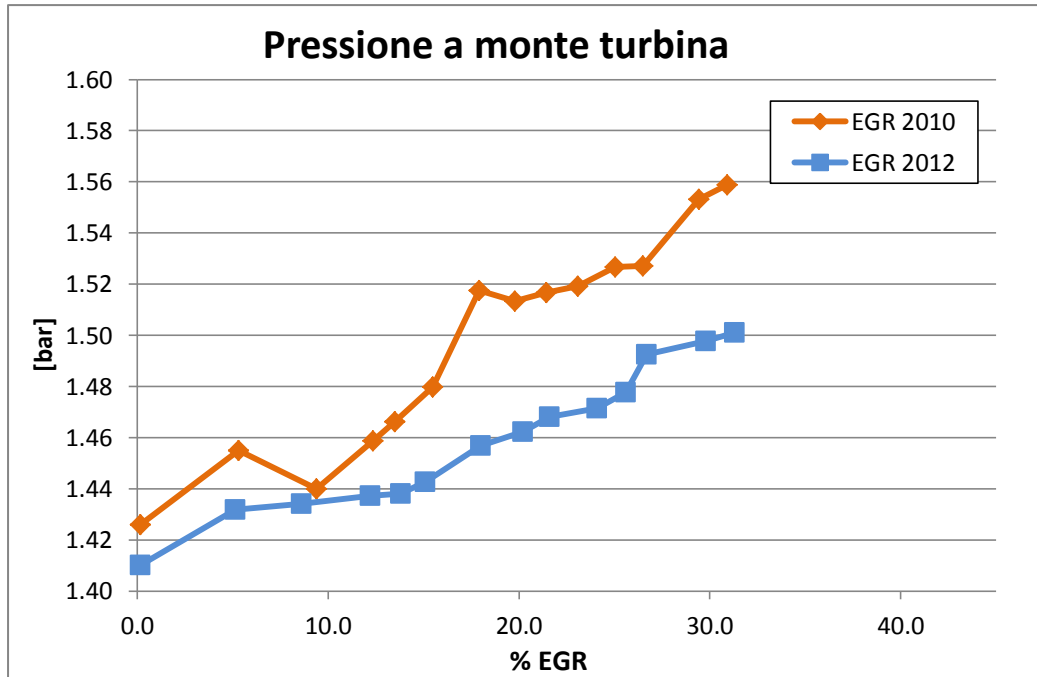


Figura 4.7: Andamento della pressione a monte turbina in funzione della percentuale di EGR

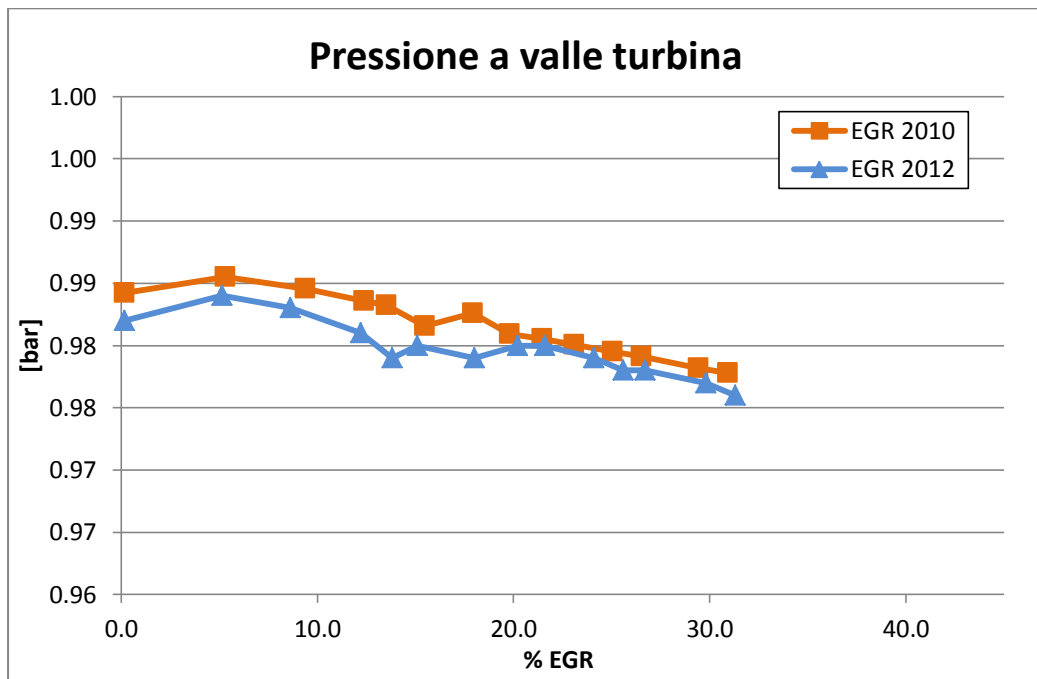


Figura 4.8: Andamento della pressione a valle turbina in funzione della percentuale di EGR

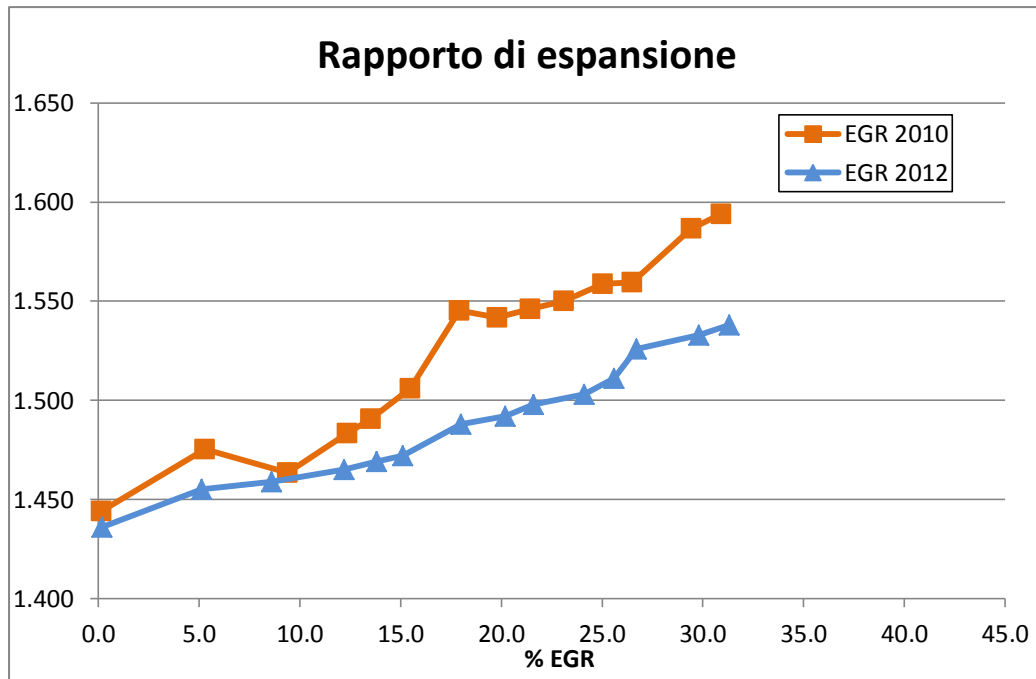


Figura 4.9: Andamento del rapporto di espansione in funzione della percentuale di EGR

Si osserva che l'aumento del rapporto di espansione con la nuova architettura aumenta con una pendenza inferiore rispetto al precedente, mantenendo inoltre un valore inferiore ad ogni percentuale di Egr: questo risultato è una diretta conseguenza del valore di pressione a monte turbina che si mantiene sempre minore rispetto al caso di confronto. Questo risultato positivo è dovuto alle mappe del nuovo turbocompressore, il punto di funzionamento situato più lontano dalla curva surge rispetto al motore precedente. Dal grafico dell'efficienza della turbina (*figura 4.9*) si osserva un valore più alto nel caso della nuova architettura.

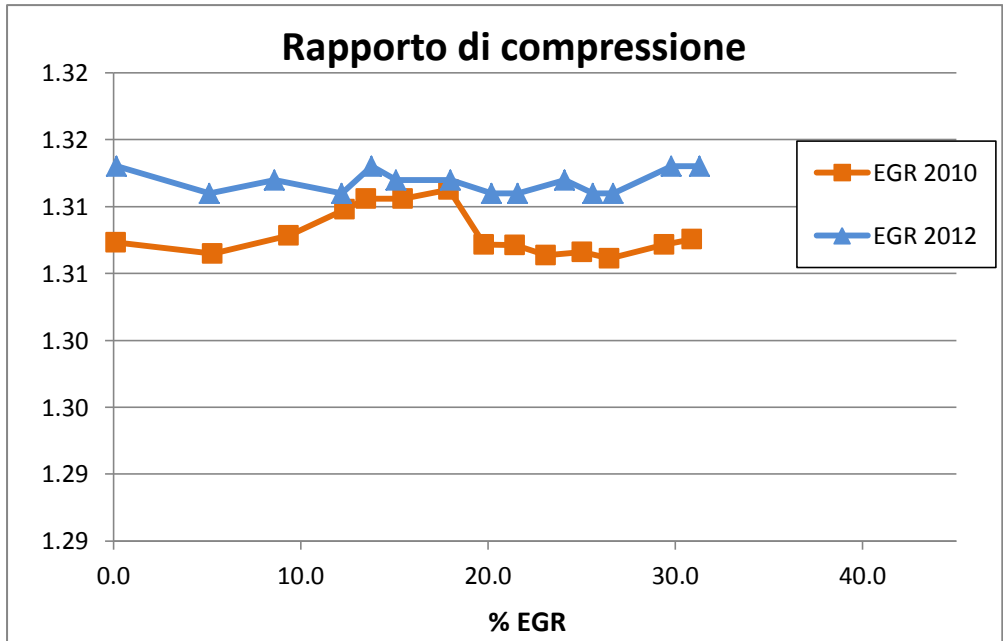


Figura 4.10: Andamento del rapporto di compressione in funzione della percentuale di EGR

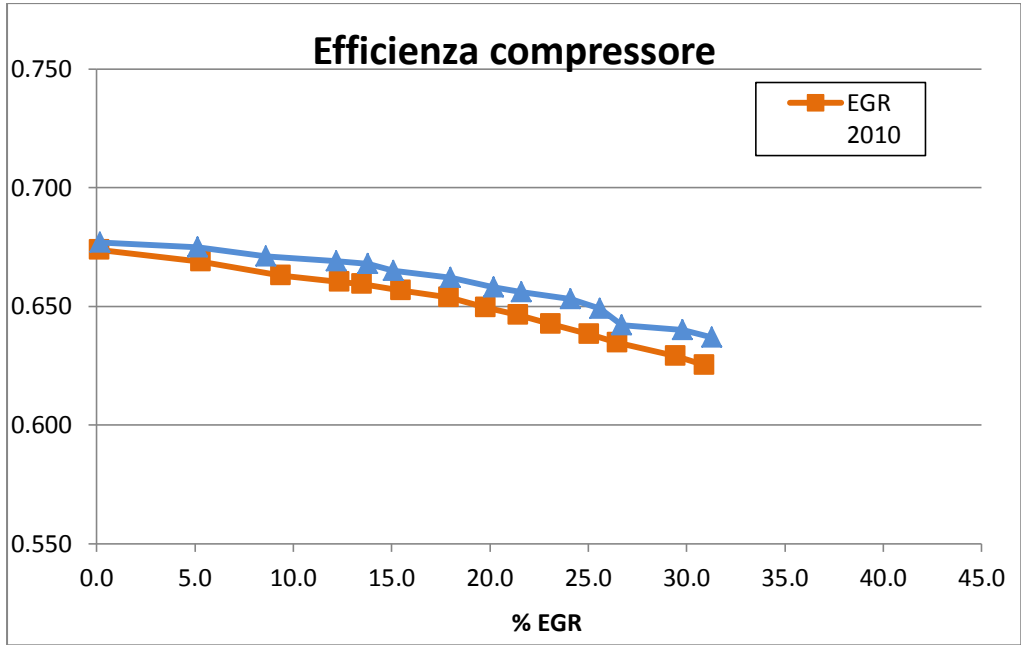


Figura 4.11: Andamento dell'efficienza del compressore in funzione della percentuale di EGR

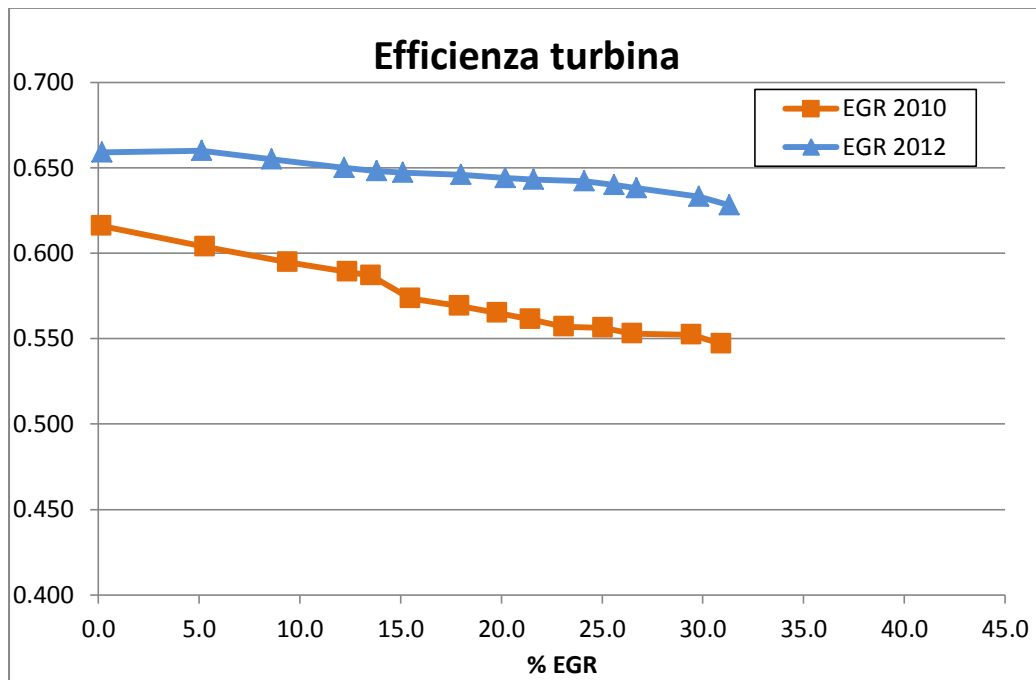


Figura 4.12: Andamento dell'efficienza della turbina al variare della percentuale di EGR

Concentrandosi ora sulla produzione di gas inquinanti si osserva che la quantità di NO_x prodotti al variare del quantitativo di gas esausti riciccolati hanno andamento simile nei due casi considerati. Nella nuova modellazione i gas inquinanti risultano inferiori già per una percentuale esigua di gas riciccolati, aumentando il grado di apertura della valvola la differenza si riduce sempre però in favore del nuovo modello; l'effetto più evidente è dato dall'impiego dell'*Egr-cooler* che consiste nella riduzione della temperatura dei gas di scarico riciccolati e, quindi, della temperatura della carica fresca presente nel plenum di aspirazione, garantendo un aumento della portata massica di carica fresca aspirata dai cilindri e quindi una riduzione del lavoro di compressione degli stessi.

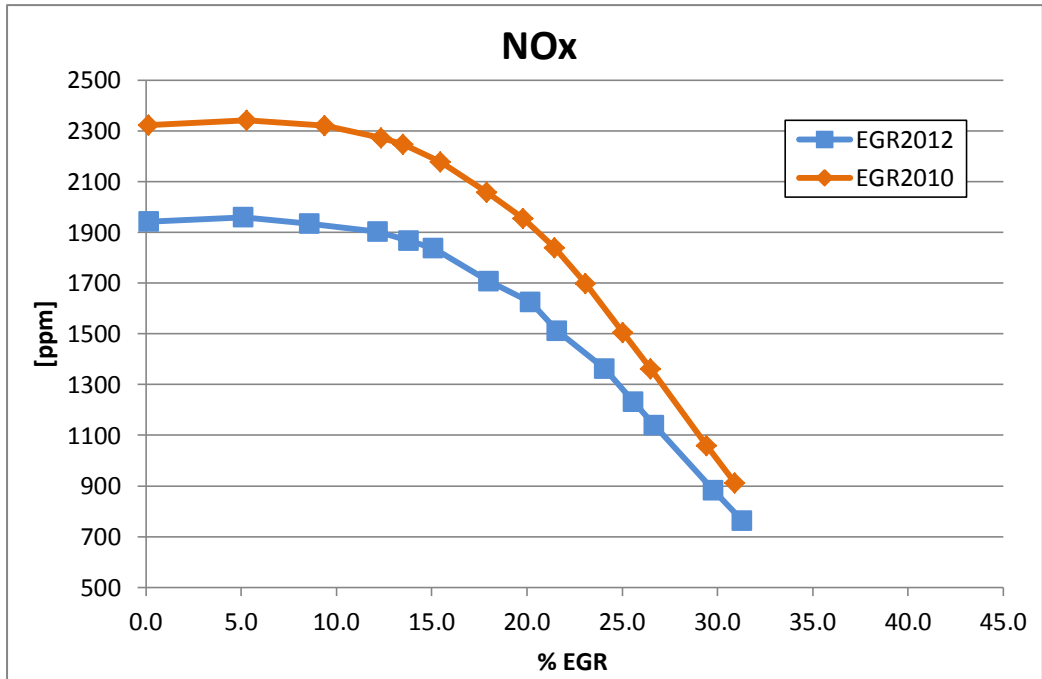


Figura 4.13: Andamento degli NOx al variare della percentuale di Egr

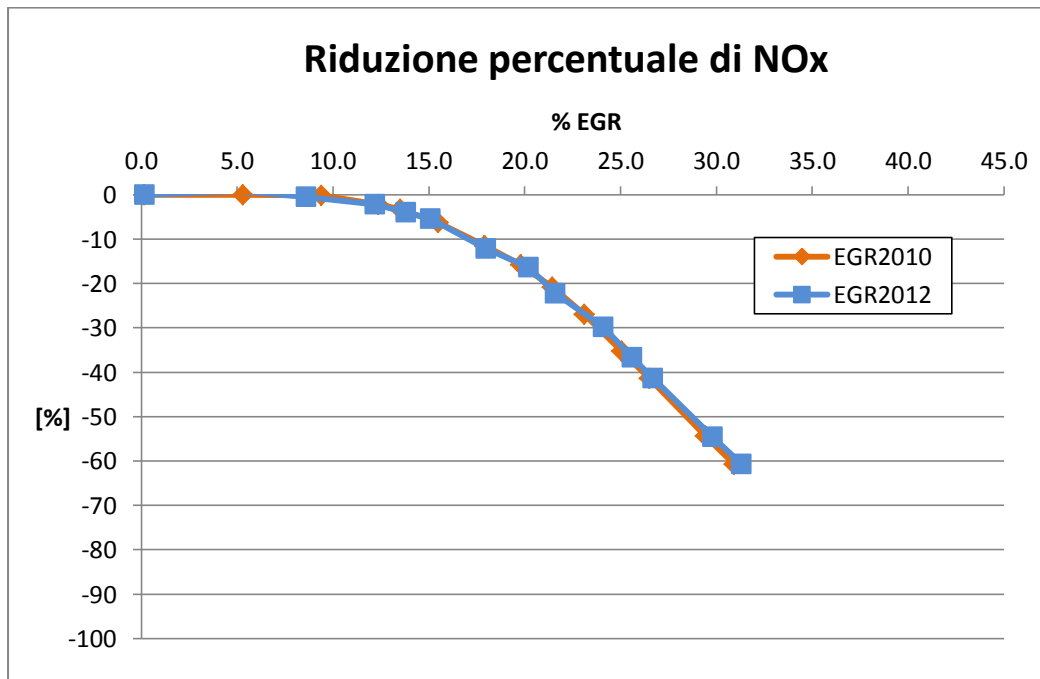


Figura 4.14: Riduzione percentuale dell'emissione di NOx al variare della percentuale di Egr

Osservando il grafico del consumo di combustibile, *figura 4.15*, si osserva che all'aumentare delle percentuali di ricircolo, per le quali si assiste ad una riduzione di emissione di NOx, il lavoro di pompaggio diminuisce, riducendo quindi anche il consumo di combustibile. Tale vantaggio aumenta in maniera più marcata ai regimi più elevati, per i quali il compressore deve fornire più lavoro.

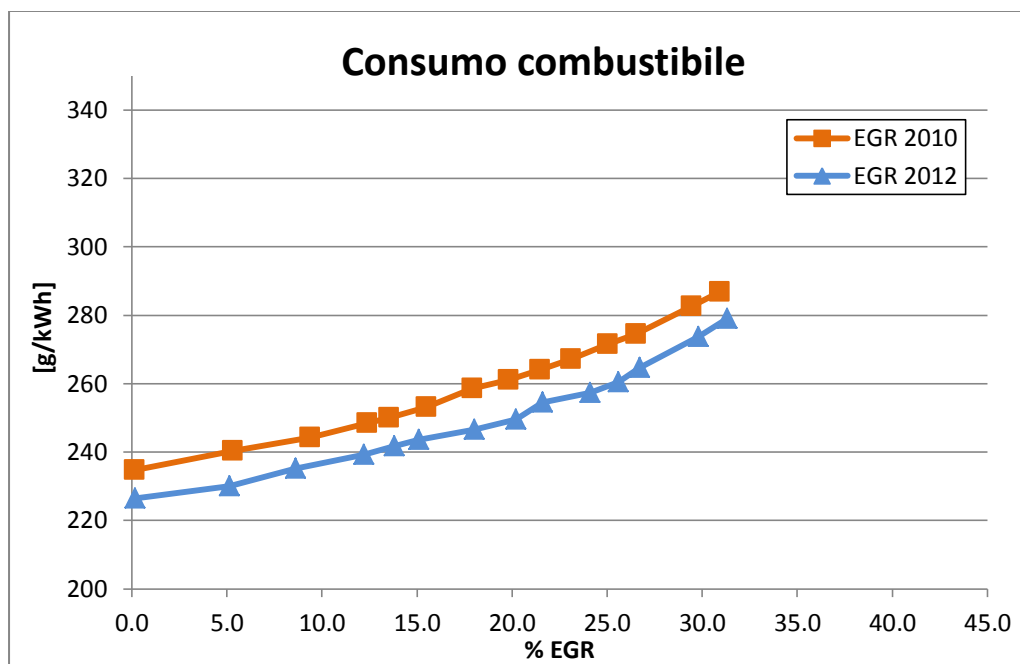


Figura 4.15: Andamento del consumo di combustibile in funzione della percentuale di EGR

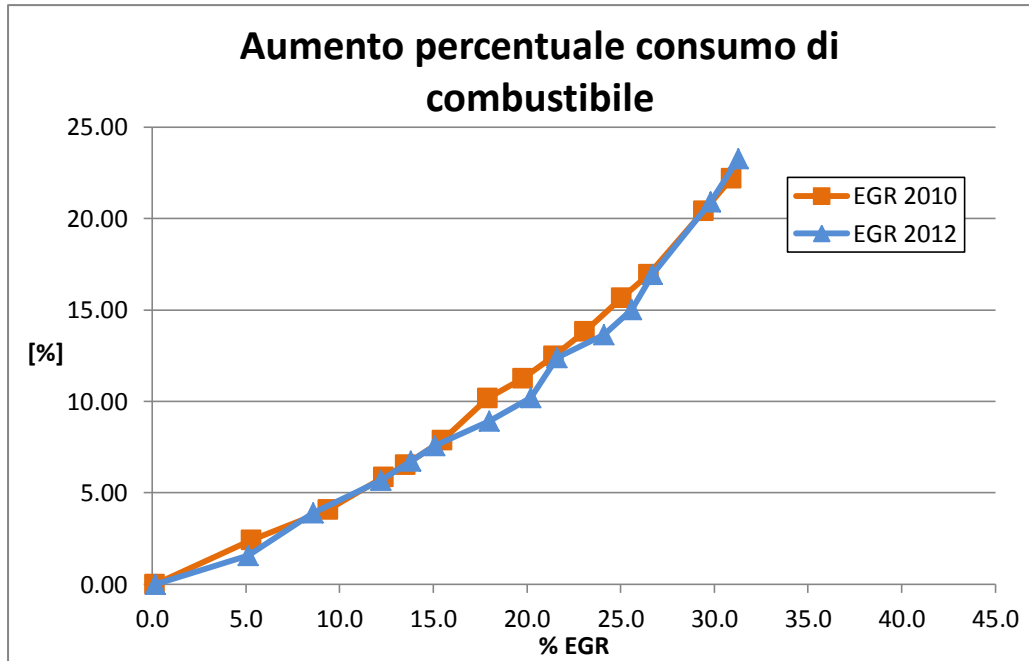


Figura 4.16: Aumento percentuale del consumo di combustibile al variare della percentuale di EGR

In conclusione il nuovo sistema *Short-route* risulta essere più efficiente del precedente, in quanto è in grado di ricircolare un quantitativo superiore di *EGR* a pari pressione di sovralimentazione, consumando meno combustibile e producendo un minore quantitativo di NO_x per ogni grado di apertura della valvola *Egr*.

Il rapporto di compressione maggiore e di espansione inferiore rispetto all'architettura precedente garantiscono un minore lavoro operato dal compressore, migliorando il rendimento della due macchine.

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Nel presente lavoro si è sviluppato il modello di un motore Diesel quattro tempi, turbo-sovralimentato e provvisto di un sistema *EGR Short-Route*. L'interesse per un motore con queste caratteristiche deriva dall'impiego sempre maggiore, in ambito automobilistico, di propulsori *downsized* che, a pari prestazioni offerte, riducono i consumi e le emissioni.

Dal confronto effettuato tra i due modelli si è rilevato un miglioramento nelle prestazioni della nuova versione del Dv6, in particolare agli alti regimi, a partire dai 2000 rpm.

In seguito si sono confrontate le due architetture per il ricircolo dei gas combusti per verificarne le prestazioni e dare indicazioni sulla tipologia che minimizza emissioni di ossidi di azoto e consumi. Si è verificato che il nuovo sistema *Short-route* risulta essere più efficiente del precedente, in quanto è in grado di ricircolare un quantitativo superiore di *EGR* a pari pressione di sovralimentazione, consumando meno combustibile e producendo un minore quantitativo di NOx per ogni grado di apertura della valvola Egr.

Il rapporto di compressione maggiore e di espansione inferiore rispetto all'architettura precedente garantiscono un minore lavoro operato dal compressore, migliorando il rendimento della due macchine.

Dato che oramai tutti i motori Diesel utilizzano il ricircolo dei gas combusti per rispettare i parametri imposti dalle normative europee, sarà sempre più necessario tenerne conto ai fini di una modellazione completa; pertanto sarebbe opportuno che il programma sviluppasse un sistema di controllo che non si limiti a pilotare la sola pressione di sovralimentazione, ma anche il quantitativo di gas combusti ricircolati.

BIBLIOGRAFIA

- [1] G. Ferrari, *Motori a combustione interna*, Edizioni il Capitello, Torino, 2008.
- [2] D.E. Winterbone, R.J. Pearson, *Theory of engine manifold design - Wave action methods for IC engines*, Professional Engineering Publishing, London and Bury St Edmunds UK, 2000.
- [3] D.E. Winterbone, R.J. Pearson, *Design techniques for engine manifolds - Wave action methods for IC engines*, Professional Engineering Publishing, London and Bury St Edmunds UK, 1999.
- [4] L. Cornolti, F. Pellegris , *Simulazione di un motore turbodiesel veicolistico con intercooler e circuito egr*, Tesi Politecnico di Milano, 2010
- [5] E.M. Mazza, *Tecniche di modellazione per un motore a combustione interna Diesel turbo sovralimentato*, Tesi Politecnico di Milano, 2010.
- [6] C. Osnaghi, *Teoria delle Turbomacchine*, Progetto Leonardo, Bologna