POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi numerico-sperimentale per incremento efficienza motore ad accensione comandata per veicolo JUNO (Shell Eco Marathon)

Relatori:

prof. Federico MILLO

prof.ssa Massimiliana CARELLO

Candidato:

Tiziano MILLI

Aprile 2020

INDICE

INDICE DELLE TABELLE 4
INDICE DELLE FIGURE 5
ABSTRACT 8
INTRODUZIONE 9
1 TEAM H2POLITO, COMPETIZIONE SHELL ECO MARATHON E VEICOL DEL TEAM 11
1.1 TEAM H_2POLITO 11
1.2 SHELL ECO MARATHON 12
1.3 PROTOTIPO AD IDROGENO: IDRAKRONOS 13
1.4 URBAN CONCEPT ICE: JUNO 14
1.4.1 MOTORE HONDA GXH50 BASE 17
1.4.2 MOTORE HONDA GXH50 MODIFICATO PER IL VEICOLO JUNO 17
2 RILIEVI SPERIMENTALI 22
2.1 SETUP SPERIMENTALE 22
2.2 ESECUZIONE PROVE SPERIMENTALI 27
2.3 ANALISI DEI DATI CON CRITERI STATISTICI 29
2.4 MOTORE 2019 ALIMENTATO A BENZINA 32
3 SIMULAZIONE FLUIDODINAMICA 1D 39
3.1 MODELLO INIZIALE 39
3.1.1 INPUT DEL MODELLO 39
3.1.2 SETUP DEL MODELLO 45
3.2 VALIDAZIONE DEL MODELLO 50
3.2.1 CALIBRAZIONE PORTATE D'ARIA 50
3.2.2 CALIBRAZIONE DELLA COMBUSTIONE 54
3.2.3 RIFINITURA DEL MODELLO CON COMBUSTIONE IMPOSTA 63
4 RIPROGETTAZIONE PISTONE 68
4.1 TEORIA DEL PISTONE 69
4.1.1 ASSIEME PISTONE 70
4.1.2 MOTI ALTERNI 72
4.1.3 MOTI DELLA CARICA-SQUISH 73
4.1.4 ATTRITI 77
4.2 ANALISI TEMOSTRUTTURALE 78
4.2.1 GEOMETRIA INIZIALE 79
4.2.2 MESH 80
4.2.3 DEFINIZIONE DELLE PROPRIETA' DEL MATERIALE 81
4.2.4 ANALISI TERMICA 84
4.2.5 ANALISI TERMOMECCANICA 87

4.2.6 RISULTATI 89
5 PREVISIONE DELL'INCREMENTO DI PRESTAZIONI CON NUOVA GEOMETRIA 92
5.1 MODIFICHE MODELLO 1D 92
5.1.1 RAPPORTO DI COMPRESSIONE 92
5.1.2 ETANOLO 96
5.1.3 RISULTATI PREDETTI DAL MODELLO 1D 104
5.2 VERIFICA FINALE 108
CONLUSIONI 115
APPENDICI 117
A.1 CFD 117
A.2 FASI DI REALIZZAZIONE NUOVO PISTONE 121
A.3 MESSA IN TAVOLA PISTONE DI PRIMO PROGETTO 123
BIBLIOGRAFIA 124

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 1-1 Caratteristiche motore originale honda GXH50 17
Tabella 1-2 Caratteristiche motore gxh50 veicolo juno 21
Tabella 2-1 Parametri caratteristici candela sensorizzata kistler 6113B 24
Tabella 2-2 Caratteristiche meccaniche Torsiometro Kistler 4053A 25
Tabella 2-3 Errori torsiometro nel range di misurazione impiegato 25
Tabella 2-4 Caratteristiche Encoder Kistler 2614CK1 26
Tabella 2-5 Pressioni rilevate in cella motore singole prove, medie e deviazioni standard in funzione del numero di giri 33
Tabella 2-6 Volumi di combustibile consumati singole prove, medie e deviazioni standard in funzione del numero di giri 33
Tabella 2-7 Portate di combustibile singole prove, medie e deviazioni standard in funzione del numero di giri 34
Tabella 2-8 Portate d'aria singole prove, medie e deviazioni standard in funzione del numero di giri 35
Tabella 2-9 Coppie singole prove, medie e deviazioni standard in funzione del numero di giri 35
Tabella 2-10 Misure medie dirette e derivate da prove al banco 36
Tabella 3-1 Misurazioni masse e portate in funzione della pressione di iniezione per caratterizzare l'iniettore 44
Tabella 3-2 Parametri di input per la funzione Wiebe per combustione standard 49
Tabella 3-3 Temperature di parete della camera di combustione di primo tentativo 49
Tabella 3-4 Variazione parametri di calibrazione per fitting portate d'aria elaborate 53
Tabella 3-5 Parametri di Input per inizializzazione CPOA 60
Tabella 3-6 Confronto delle proprietà di indolene-combust e del combustibile reale impiegato nei test sperimentali 62
Tabella 3-7 Parametri di calibrazione iniziali e finali 65
Tabella 4-1 Unità di misura impiegate in hypermesh (7) 82
Tabella 4-2 Proprietà AlSiMg6005 impiegato in Hypermesh per caratterizzare il pistone 82
Tabella 4-3 Proprietà Acciaio NiCr impiegato in Hypermesh per caratterizzare lo spinotto 83
Tabella 4-4 Coefficienti di attrito statico e dinamico 83
Tabella 4-5 Temperature di inizializzazione analisi termica 87
Tabella 5-1 Proprietà dei combustibili 97
Tabella 5-2 Confronto tra poteri calorifici inferiori, rapporti stechiometrici e parametri energetici di benzina ed etanolo 98
Tabella 5-3 Elementi mesh 2D su superfici del pistone 109
Tabella 5-4 Elementi mesh 2D su superfici spinotto 109
Tabella 5-5 Elementi mesh 3D su volume del pistone 110
Tabella 5-6 Elementi mesh 3D su volume dello spinotto 110
Tabella 5-7 Confronto tra carichi termici e meccanici imposti come condizioni al contorno della prima e seconda analisi termostrutturale 111
Tabella A.1-1 Coefficienti di efflusso valvola di aspirazione 119
Tabella A.1-2 Coefficienti di deflusso valvola di aspirazione 119
Tabella A.1-3 Coefficienti di efflusso valvola di scarico 120
Tabella A.1-4 Coefficienti di deflusso valvola di scarico 120

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1-1 Team H_2politO 11
Figura 1-2 Prototipo IDRAkronos 13
Figura 1-3 Urban concept JUNO 14
Figura 1-4 influenza delle principali perdite in un veicolo sul consumo 15
Figura 1-5 Schema del circuito di alimentazione combustibile impiegato nel veicolo juno 18
Figura 1-6 Sezione della testata del motore GXH50 Honda. Condotto di aspirazione (dx) e di scarico (sx). 19
Figura 2-1 Banco prova con i principali dispositivi per i rilevamenti. 22
Figura 2-2 Schema della Candela sensorizzata Kistler type 6113B 23
Figura 2-3 Schema di funzionamento del Torsiometro Kistler 4053A 24
Figura 2-4 Schema di funzionamento dell'Encoder Kistler 2614CK1, configurazione LVDS Output 26
Figura 2-5 Serbatoi in parallelo per misurazioni di consumo al banco. Serbatoi di misurazione (sx) e di regimazione termica (dx) 27
Figura 2-6 Pressioni in camera rilevate dalla candela sensorizzata in dieci cicli motore consecutivi (5500RPM WOT). 30
Figura 2-7 Dispersione valori di portata massica rilevati al banco in prove successive in funzione del numero di giri. 31
Figura 2-8 Dispersione valori di coppia rilevati al banco in prove successive in funzione del numero di giri. 32
Figura 2-9 Volume combustibile consumato (sx) e Portata di combustibile (dx) in funzione del numero dei giri. 36
Figura 2-10 Portata di aria (sx) e coppia (dx) in funzione del numero di giri. 37
Figura 2-11 Potenza (sx) e pressione media effettiva (dx) in funzione del numero di giri. 37
Figura 2-12 Consumo specifico in funzione del numero di giri. 38
Figura 3-1 Metodologie per la definizione delle geometrie di input al modello 1d 40
Figura 3-2 Leggi di alzata valvole per motore honda gxh50 rilevate sperimentalmente 41
Figura 3-3 Coefficienti di Efflusso (Area isentropica) rispetto al rapporto alzata su diametro valvola per Valvola di Aspirazione 41
Figura 3-4 Coefficienti di Deflusso (Area isentropica) rispetto al rapporto alzata su diametro valvola per Valvola di Aspirazione 42
Figura 3-5 Coefficienti di Efflusso (Area isentropica) rispetto al rapporto alzata su diametro valvola per Valvola di Scarico 42
Figura 3-6 Coefficienti di Deflusso (Area isentropica) rispetto al rapporto alzata su diametro valvola per Valvola di Scarico 42
Figura 3-7 Coefficienti di Efflusso (Area isentropica) rispetto all'angolo di apertura della Valvola a farfalla 43
Figura 3-8 Coefficienti di Deflusso (Area isentropica) rispetto all'angolo di apertura della Valvola a farfalla 44
Figura 3-9 Caratteristica della portata di combustibile iniettata in funzione della pressione di iniezione 45
Figura 3-10 Modello completo base, gli elementi riquadrati sono impiegati per definire le condizioni al contorno. 46
Figura 3-11 Portate d'aria Sperimentale e Simulata (sx) e Differenza percentuale tra le due (dx) 51
Figura 3-12 Coefficiente di riempimento Simulato (sx) e Sperimentale e Differenza percentuale (dx) 51
Figura 3-13 Confronto tra portate d'aria sperimentali e simulate da modello iniziale e modello ottimizzato. 53
Figura 3-14 Modello per analisi TPA 55
Figura 3-15 Confronto fra ciclo derivante da analisi TPA di primo tentativo e ciclo misurato su diagramma logP-logV (5500RPM WOT) 56
Figura 3-16 Confronto portate d'aria misurata e simulata da analisi TPA 58

Figura 3-17 Confronto fra ciclo derivante da analisi TPA di secondo tentativo e ciclo misurato su diagramma logP-logV (5500RPM WOT) 59
Figura 3-18 Modello CPOA 59
Figura 3-19 Circolo virtuoso tra modello completo e CPOA per raffinamento combustione 60
Figura 3-20 Confronto ciclo simulato derivante da primo tentativo CPOA e ciclo misurato su diagramma logP-logV (5500RPM WOT) 61
Figura 3-21 Confronto ciclo simulato derivante da secondo tentativo CPOA e ciclo misurato su diagramma logP-logV (5500RPM WOT) 62
Figura 3-22 Confronto ciclo simulato derivante da terzo tentativo CPOA e ciclo misurato su diagramma logP-logV (5500RPM WOT) 63
Figura 3-23 Confronto tra portate d'aria elaborate dal modello calibrato e rilevate sperimentalmente e differenza percentuale tra le due 65
Figura 3-24 Confronti tra risultati modello calibrato e dati sperimentali: Portate d'aria, Portate di combustibile, Pressioni medie effettive, Consumi specifici 66
Figura 3-25 Confronti tra risultati modello calibrato e dati sperimentali: Coppie, Potenze 66
Figura 3-26 Pressioni massime e flussi termici predetti dal modello calibrato in funzione del numero dei giri 67
Figura 4-1 Geometria standard pistone per motore ad accensione comandata e segmenti (1) 69
Figura 4-2 Forza alterna totale (curva tratteggiata) e componenti del primo (curva rossa) e secondo ordine (curva blu) in funzione dell'angolo di manovella. 73
Figura 4-3 Geometria di riferimento del pistone per valutazione squish (1) 74
Figura 4-4 Aree superfici di combustione calcolate per motori ad accensione comandata (1). 76
Figura 4-5 Attriti in ciclo trascinato per un motore 1.6L 4 cilindri ad accensione comandata in funzione della velocità (1) 77
Figura 4-6 Flow chart analisi termomeccanica 78
Figura 4-7 Confronto geometria del pistone originale Honda (sx) e prima geometria modificata (dx) 79
Figura 4-8 Tipi di elementi tridimensionali impiegati per le mesh 80
Figura 4-9 Definizione del contatto tra spinotto (verde) e portate del pistone (rosso) 84
Figura 4-10 Flussi termici in ingresso ed uscita dal motore 84
Figura 4-11 Flussi termici in ingresso ed uscita dal pistone 85
Figura 4-12 Suddivisione della superficie esterna del pistone in macroaree per la calibrazione dei coefficienti di scambio termico 86
Figura 4-13 temperatura di inizializzazione per il cielo del pistone 87
Figura 4-14 Differenza tra oggetti RBE2 e RBE3 (7) 88
Figura 4-15 Vincoli imposti sulla geometria del pistone e dello spinotto 89
Figura 4-16 Confronto tra campi di temperatura di analisi termica svolta (sx) e di letteratura (7) (dx) 90
Figura 4-17 Deformazioni prima geometria progettata in condizioni operative (vista in sezione) 90
Figura 4-18 Deformazioni della prima geometria progettata in condizioni operative (vista intera) 91
Figura 5-1 Rendimento ideale al variare del rapporto di compressione (1) 93
Figura 5-2 Confronto pressioni medie indicate del modello validato con rc 8 e modello predittivo con rc 10.5 in funzione del numero di giri 94
Figura 5-3 Percentuali delle masse residue all'interno del cilindro a fine scarico in funzione del numero di giri 95
Figura 5-4 Confronto tra rendimenti indicati del modello con rc 8 e modello con rc 10.5 in funzione del numero di giri 96
Figura 5-5 Molecola di etanolo 99
Figura 5-6 Modello di deposito di benzina liquida per PFI (1) 100
Figura 5-7 Orientamento iniettore nella prima versione del corpo farfallato impiegato nel 2019 (sinistra) e Nuovo orientamento nella versione 2020 (destra) 101

Figura 5-8 Comportamento predetto (dx) e reale (bsx) per un motore aspirato e apertura repentina della farfalla (1) 101
Figura 5-9 Pressioni e rateo di rilascio energia termica per differenti strategie di iniezione e combustibile iniettato (9) 102
Figura 5-10 Pressioni e rilascio calore per differenti dosature e strategie di iniezione (9) 103
Figura 5-11 Confronto portate d'aria del modello 1D a benzina validato (RC 8) e modelli 1D predittivi (RC 10.5) Benzina ed Etanolo 104
Figura 5-12 Confronto pressioni massime del modello 1D a benzina validato (RC 8) e modelli 1D predittivi (RC 10.5) Benzina ed Etanolo 105
Figura 5-13 Confornto coppie del modello 1D a benzina validato (RC 8) e modelli 1D predittivi (RC 10.5) Benzina ed Etanolo 106
Figura 5-14 Confronto potenze del modello 1D a benzina validato (RC 8) e modelli 1D predittivi (RC 10.5) Benzina ed Etanolo 106
Figura 5-15 Confronto rendimenti del modello 1D a benzina validato (RC 8) e modelli 1D predittivi (RC 10.5) Benzina ed Etanolo 107
Figura 5-16 Pressioni massime e flussi termici esercitati sul cielo del pistone predetti dal modello 1D con rapporto di compressione 10.5 ed impiego di etanolo 107
Figura 5-17 Confronto geometrie del pistone di primo tentativo (sx) e finale (dx) 108
Figura 5-18 Mesh 2D su geometria finale del pistone 109
Figura 5-19 Sezione mesh 3D su geometria finale del pistone 110
Figura 5-20 Confronto tra campo di temperature risultato dall'analisi termica finale e campo di temperature da letteratura (1) 111
Figura 5-21 Modellazione dei vincoli sullo spinotto per analisi termostrutturale finale 112
Figura 5-22 Scostamenti del pistone in condizioni operative (5500 RPM WOT) nell'analisi termostrutturale finale 113
Figura 5-23 Confronto tra scostamenti risultati dall'analisi termostrutturale iniziale (sx) e finale (dx) 114
Figura 5-24 Pistone realizzato da CMP appartenente alla prima serie prodotta 114
Figura A.1-1 Geometria per coefficienti di efflusso valvola di aspirazione 117
Figura A.1-2 Mesh su volume gas 118

ABSTRACT

Il team H2politO del Politecnico di Torino progetta e realizza veicoli per partecipare alla competizione Shell Eco Marathon. L'obiettivo è quello dell'ottenimento della miglior prestazione in termini di consumo di combustibile. Volendo incrementare l'efficienza del gruppo termico che equipaggia il veicolo JUNO, è stato deciso di procedere secondo due direzioni parallele: incremento del rapporto di compressione ed impiego di etanolo. Mentre la prima modifica permette l'ottenimento di rendimenti ideali e quindi indicati migliori, il combustibile alternativo garantisce che l'incremento del rapporto di compressione non culmini in detonazioni, offrendo un ulteriore vantaggio quando venga applicato il coefficiente correttivo imposto dal regolamento di gara nella conversione in benzina equivalente.

L'incremento del rapporto di compressione è stato ottenuto grazie alla riprogettazione del pistone condotta in due fasi.

Nella prima, non avendo a disposizione i disegni CAD e le relative tolleranze del pistone originale Honda, è stato costruito un modello 1D, validato con i dati acquisiti con banco prova sperimentale, che ha consentito di stimare i flussi termici e le pressioni massime, a cui il pistone è soggetto. Le informazioni così ottenute sono state quindi utilizzate in una prima analisi termostrutturale 3D. I risultati di tale analisi hanno suggerito modifiche alla prima geometria ipotizzata, che presentava criticità, e riferimenti sulle tolleranze richieste.

Nella seconda fase, il modello 1D è stato modificato introducendo l'impiego di etanolo e incrementando il rapporto di compressione. L'utilizzo di questo secondo modello con finalità predittive ha consentito l'ottenimento di nuove condizioni al contorno, che rappresentassero quelle operative del nuovo pistone, le quali sono poi state implementate in una seconda analisi 3D svolta sulla geometria finale del pistone stesso.

Infine, a seguito della verifica della nuova geometria, il pistone è stato prodotto e successivi test al banco permetteranno di valutare non solo i miglioramenti ottenuti ma anche le capacità predittive del modello 1D realizzato.

INTRODUZIONE

Il presente lavoro di tesi si colloca nel contesto dell'ottimizzazione delle performance di un motore termico impiegando strumenti di simulazione computazionale. Più nello specifico l'obiettivo è quello della riduzione dei consumi, aspetto che risulta avere sempre più importanza nell'ambiente dell'automotive. Allo stato attuale diverse sono le strategie applicate dalle case costruttrici per perseguire il suddetto scopo e tale processo di ricerca si è spinto sino all'ottimizzazione degli accessori ausiliari (aria condizionata, pompe per movimentazione fluidi varie, ecc).

Certamente tra i possibili interventi attuabili, quelli in grado di massimizzare il guadagno ottenibile riguardano il powertrain. Una profonda e corretta analisi dei suoi componenti può infatti contribuire a risparmiare energia, aspetto molto vicino al consumatore, e, in secondo approccio, permettere alle aziende produttrici di rientrare entro le limitazioni sempre più stringenti attuate dalle normative mirate all'abbattimento dell'inquinamento.

Ci si è quindi posti l'obiettivo della modifica del pistone il quale, essendo l'organo atto a convertire l'energia liberata dalla miscela aria-combustibile in energia meccanica, può senza dubbio essere uno degli oggetti di studio in grado di incrementare in maniera efficace il rendimento globale del motore. In prima analisi questo può esser fatto tramite la riduzione dell'attrito tra canna e stantuffo, alla quale si attribuisce un 50% delle perdite organiche (1), per mezzo di rivestimenti speciali con lubrificanti solidi applicati sulla superficie del mantello.

L'abbattimento delle emissioni tuttavia non si limita all'ottimizzazione dei componenti costituenti l'intero veicolo, ma estende l'indagine anche alla tipologia di combustibile impiegato all'interno del motore. A tal proposito, di particolare interesse risulta essere l'etanolo, il cui impiego ha un minor impatto in termini di gas serra (GHG) rispetto alla comune benzina. La chiave di questo beneficio ambientale risiede nel fatto che la CO_2 rilasciata durante la combustione viene controbilanciata dalla quantità assorbita e processata tramite fotosintesi dalle piante impiegate per la produzione dell'etanolo stesso. Va tuttavia precisato che quanto efficacemente questo bilanciamento avvenga è tuttora tema di controversia. Parlando di etanolo risulta essenziale fornire un contesto socio-economico, che al giorno d'oggi vede un basso impiego a livello europeo mentre risulta essere largamente utilizzato in paesi dell'America Latina. Nell'Unione Europea infatti possono rilevarsi percentuali di etanolo misto a benzina inferiori al 10% (E10), mentre in America Latina l'impiego della frazione del combustibile alternativo sale sino all'85% (E85). Per rigore di trattazione, si precisa che

dopo un breve periodo è stato abbandonato l'impiego di etanolo puro (E100) per noti problemi all'avviamento del motore da freddo.

Il presente elaborato si propone di combinare gli effetti positivi delle due soluzioni sopra presentate, in modo da galvanizzare il risultato complessivo sul rendimento globale del motore del veicolo JUNO, impiegato dal Team H2politO del Politecnico di Torino Shell Eco Marathon, competizione basata sulla massimizzazione dell'economia del combustibile.

1 TEAM H2POLITO, COMPETIZIONE SHELL ECO MARATHON E VEICOL DEL TEAM

Prima della descrizione del lavoro svolto è doveroso fornire una panoramica generale sul team H2politO, sulla competizione e sui veicoli del team.

1.1 TEAM H_2POLITO

FIGURA 1-1 TEAM H_2POLITO

Il team H_2politO è composto solo da studenti con l'obiettivo di progettare, costruire e ottimizzare prototipi a basso consumo al fine di partecipare ogni anno ad una competizione internazionale, la Shell Eco-Marathon. Ogni scelta tecnica, ogni parte meccanica ed elettronica deriva da un'ampia collaborazione tra i membri del team. Le principali competenze trasversali che li raggruppano sono la passione e la forza di volontà di definire un obiettivo e cercare di raggiungerlo solo con le proprie forze. Si sviluppa quindi una crescita personale

coerente mettendo insieme idee diverse e discutendo sulle soluzioni tecniche al fine di raggiungere l'obiettivo finale: ottenere il minor consumo di carburante possibile alla Shell Eco-Marathon.
Questa tesi vuole rappresentare un documento che consente al team di mantenere il *know-how* sviluppato negli ultimi mesi. Infatti, ogni anno ha luogo un *turnover* parziale tra i membri del team, quindi è fondamentale non perdere l'esperienza e le conoscenze accumulate e trasmetterle al gruppo di tesi che ogni anno viene migliorato.

1.2 SHELL ECO MARATHON

La Shell Eco Marathon è una competizione, organizzata dall'omonima azienda produttrice di combustibili, nella quale team studenteschi di tutte le nazionalità si affrontano sul campo dell'abbattimento consumi. La gara infatti consiste nel conseguire undici giri di una pista comunicata a ridosso dell'evento, in modo da spingere i vari concorrenti a sviluppare strategie di gara sempre nuove, anche se il veicolo ed i team stessi hanno già partecipato ad edizioni precedenti. Al termine vengono rilevati i consumi medi[1] ottenuti e confrontati con quelli degli altri veicoli appartenenti alla stessa categoria. Nel regolamento (2) si specifica che le classi alle quali i vari veicoli possono essere iscritti sono due: prototipi e veicoli urbani. Il Team partecipa a questa competizione a partire dal 2008 con un prototipo, mentre nel 2011 è stato aggiunto un veicolo UrbanConcept alla *line-up*. I veicoli hanno sempre raggiunto posizioni di rilievo e sono costantemente migliorati nelle prestazioni anno dopo anno, con l'introduzione di nuove tecnologie e ulteriori ottimizzazioni. Il veicolo protagonista del presente caso di studio appartiene alla classe UrbanConcept, definita come segue:

"La classe UrbanConcept offre l'opportunità di progettare e costruire veicoli ad alta efficienza energetica più vicini alle moderne autovetture. I veicoli UrbanConcept devono rispettare le regole specifiche Shell Eco-marathon per questa classe. I veicoli in competizione in questa classe si concentreranno sulla guida "stop and go".
Durante le prove libere e le competizioni degli eventi Shell Eco-marathon, all'interno del veicolo UrbanConcept è consentito solo il conducente, indipendentemente dal numero di posti installati."

Un ulteriore distinzione viene fatta riguardo le possibili fonti di energia impiegabili le quali possono essere:

- Shell FuelSave Diesel (Europe)/Shell Diesel (Asia and US)
- Shell FuelSave Unleaded 95 (Europe and Asia)/Shell Nitrogen Enriched (US) Gasoline
- Ethanol E100 (Denatured)
- Batterie elettriche
- Fuel cell ad idrogeno

[1] In km/l

Come specificato ogni veicolo prima di poter ottenere l'accesso alla pista deve tuttavia superare una check preliminare per accettarsi che siano rispettate le normative tecniche e di sicurezza imposte.

Durante la competizione, le auto devono mantenere una velocità media di almeno 25 km/h per una distanza di 16 km e terminare la gara in un tempo massimo di 39 minuti. Il circuito è in genere un tracciato urbano. Il carburante viene misurato rigorosamente per ogni concorrente e alla fine del tentativo; dalle suddette misurazioni viene calcolato il consumo del veicolo.

1.3 PROTOTIPO AD IDROGENO: IDRAKRONOS

FIGURA 1-2 PROTOTIPO IDRAKRONOS

IDRAkronos (Figura 1-2) è un prototipo alimentato da una cella a combustibile PEM a idrogeno e un motore elettrico a magneti permanenti in corrente continua, che può erogare 200 W come potenza nominale ed è controllato da un inverter a mezzo ponte. Il meccanismo di sterzo agisce sulle due ruote anteriori, mentre il motore elettrico aziona la singola ruota posteriore. I materiali impiegati includono leghe di alluminio 7075 T6 e 7068 e acciaio 38NiCrMo4 per componenti meccanici, ABS e Ultem® per supporti di interfaccia e fibra di carbonio per la monoscocca, tutto ciò conferendo al prototipo una massa totale a vuoto di soli 42 kg. Una più dettagliata descrizione delle sue caratteristiche aerodinamiche viene affrontata nel primo capitolo.

- Durante la sua carriera, IDRAkronos ha ottenuto i seguenti risultati (consumo espresso in km/L equivalenti di benzina, solo a scopo di confronto);
- Shell Eco-marathon Europe London 2016: 1° posto con un consumo di 2188 km/L;
- Shell Eco-marathon Europe London 2017: 2° posto con un consumo di 2467 km/L;

- Shell Eco-marathon Challenger Le Mans 2017: 1° posto con un consumo di 3034 km/L;
- Shell Eco-marathon Challenger Paris 2018: 1° posto con un consumo di 2233 km/L;
- Shell Eco-marathon Europe London 2018: 2° posto con un consumo di 2294 km/L;
- Shell Eco marathon Challenger Paesi Bassi 2019: 1° posto con un consumo di 3333 km/L;
- Shell Eco marathon Europe London 2019: 2° posto con un consumo di 3434 km / L.

IDRAkronos è stato elogiato non solo in pista, ma anche all'esterno: durante la Shell Eco-marathon del 2016 ha vinto il "Design Award", un premio rivolto al miglior progetto.

1.4 URBAN CONCEPT ICE: JUNO

FIGURA 1-3 URBAN CONCEPT JUNO

JUNO (Figura 1-3) è un veicolo progettato e realizzato nel solo anno accademico 2018/19 dallo sforzo congiunto del team H2politO, con l'obiettivo di concorrere alla sopracitata gara nella sua edizione annuale di Londra. Il progetto dell'urban concept JUNO era incentrato su due aspetti principali: comfort e maneggevolezza. L'idea era quella di essere competitivi ed efficienti senza sacrificare le caratteristiche di una vera automobile, secondo la filosofia della categoria urban concept della Shell Eco-Marathon. Durante la sua prima partecipazione alla competizione è stato insignito del 3° posto nel "Design Award".

Il funzionamento previsto del veicolo in gara può essere pensato come un alternanza di fasi in cui il motore viene impiegato in condizioni di apertura totale della farfalla, onde evitare le inefficienze introdotte dalla parzializzazione, e di coasting, durante le quali il motore viene spento e la sola energia cinetica accumulata precedentemente promuove l'avanzamento. Per regolamento (2) la velocità non deve mai oltrepassare il limite di 45 km/h. Il mix delle due fasi risulta uno dei gradi di libertà ove ogni team può agire con lo scopo di ottenere

la migliore prestazione in gara. Generalmente i dati relativi alle strategie adottate non vengono divulgati, essendo il risultato di anni di sperimentazione.

Come è noto, in termini generali, considerando l'energia contenuta all'interno del combustibile impiegato come l'unità, essa non viene completamente convertita in energia meccanica, bensì una parte consistente risulta essere calore ceduto al fluido refrigerante e ai componenti del gruppo termico stesso, un'altra viene espulsa nei gas di scarico[2] e solo al termine di una lunga catena di rendimenti legati all'insieme di componenti che trasmettono il moto alla ruota si può valutare la potenza scaricata a terra dal veicolo e da questa fare valutazioni sull'efficienza di conversione complessiva.

I principali parametri che possono condurre ad un incremento delle prestazioni, in termini di consumi, del veicolo sono presentati in Figura 1-4.

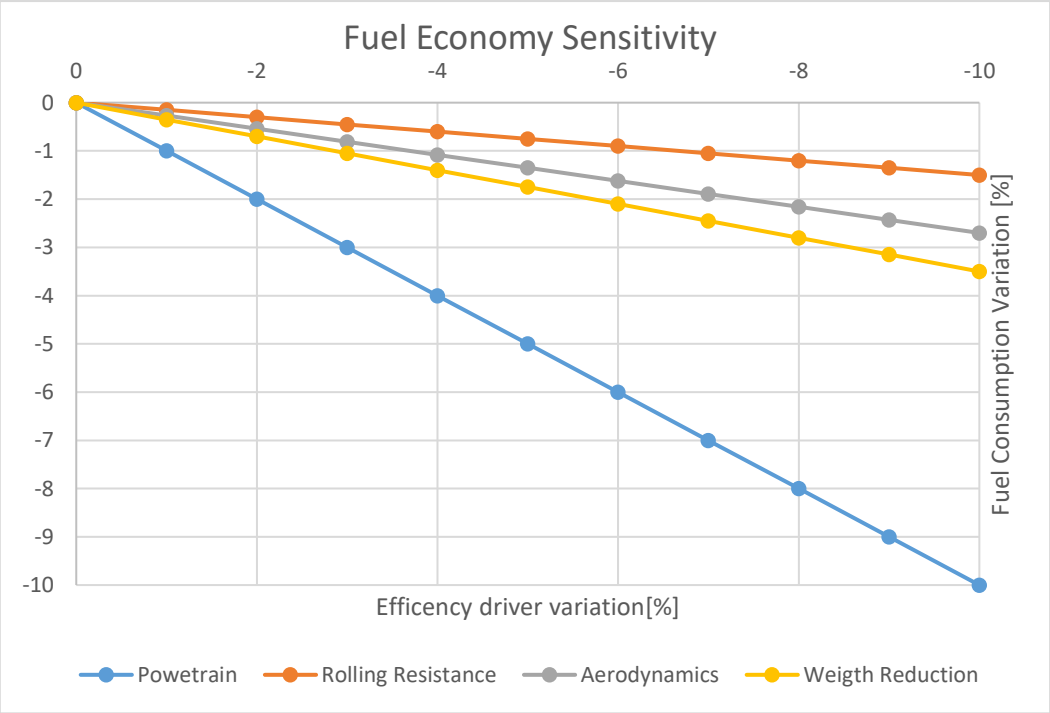

FIGURA 1-4 INFLUENZA DELLE PRINCIPALI PERDITE IN UN VEICOLO SUL CONSUMO

Si può dunque presentare i principali elementi su cui il team ha lavorato per perseguire l'obiettivo come segue:

[2] Parlando di motore aspirato questo risulta essere vero. Nel momento in cui venga installata una turbomacchina in grado di recuperare energia dalla pressione e dall'entalpia residua dei gas di scarico (turbina) il bilancio energetico deve essere profondamente rivisto.

- **TELAIO**: Una monoscocca in fibra di carbonio caratterizza la parte telaistica del veicolo. Oltre ad assicurare le necessarie prestazioni strutturali è stato così ottenuto il contenimento delle masse, le quali si attestano a 129 kg rispetto ai 249kg del veicolo XAM utilizzato nelle precedenti edizioni della competizione dal team. Come si può notare dal grafico di Figura 1-4 l'influenza del peso totale nel risparmio di combustibile può, in prima approssimazione, considerarsi attorno al 3,7%[3]. Va inoltre sottolineato che la monoscocca risulterà essere una base fissa mentre ciò che viene assemblato con essa (ad esempio il powertrain e comparto elettronico) potrà subire modifiche.
- **AERODINAMICA:** La progettazione aerodinamica è stata condotta parallelamente a quella della monoscocca, in quanto la forma esterna è definita dalla ricerca di prestazioni aerodinamiche più elevate. Numerose simulazioni CFD hanno portato al profilo finale del veicolo e ulteriori fasi di sperimentazione diretta in galleria del vento andranno a proseguire il lavoro di ottimizzazione iniziato dapprima solo a livello computazionale. In Figura 1-4 il grafico mostra come il peso di tali migliorie possa attestarsi attorno al 2.7% in termini di risparmio combustibile.
- **RESISTENZA AL ROTOLAMENTO:** Il veicolo viene equipaggiato con pneumatici Michelin a basso coefficiente di attrito. La pressione degli pneumatici è leggermente superiore a quella di uno pneumatico standard. Il fatto che le velocità massime consentite da regolamento (2) siano relativamente basse consente di spingere al limite tale aspetto, essendo la dinamica laterale del veicolo di effetto limitato. Il grafico di Figura 1-4 comunque mostra come il suo contributo sia quello di minor effetto se comparato alle altre forme di miglioramento del consumo.
- **POWERTRAIN:** Con questo parametro si intende considerare l'effetto congiunto di gruppo termico e trasmissione. Nel paragrafo successivo si analizzerà nel dettaglio le modifiche apportate al motore, mentre per quanto riguarda gli organi di trasmissione, questi prevedono l'impiego di una frizione conica, azionata manualmente, seguita da un rotismo epicicloidale che realizza il rapporto di trasmissione finale. Una sola ruota riceve trazione in quanto, come sopra detto, la dinamica laterale ha effetti limitati nel funzionamento in gara e il perseguimento di pesi (e dimensioni) contenuti rappresenta un aspetto prioritario.

[3] Questa e le altre percentuali esposte fanno riferimento ad un miglioramento del 10% del parametro relativo alla causa di inefficienza che comporta la perdita di potenza utile nell'impiego su strada del veicolo, tra le quattro riportate nel grafico di Figura 1-43. Nel caso specifico un 10% di riduzione del peso apporta un miglioramento del 3.7% del consumo di combustibile.

1.4.1 MOTORE HONDA GXH50 BASE

TABELLA 1-1 CARATTERISTICHE MOTORE ORIGINALE HONDA GXH50

Cilindrata	49.7 cc
Anticipo accensione	-30° PMS di Combustione
Raffreddamento	Aria forzata
Lubrificazione	Carter umido
Rapporto di Compressione	8.0:1
Alimentazione	Carburatore
Dosatura	1

Il gruppo termico impiegato dal veicolo JUNO è un Motore 4 Tempi della cilindrata di 49.7 cc del peso complessivo di 5.5kg. Questo dato viene fornito per primo, anche se i parametri per poter caratterizzare un motore sono altri, per sottolineare che la scelta del gruppo termico in esame è stata condotta ponendosi l'obiettivo del contenimento massimo del peso totale del veicolo. Precedenti soluzioni adottate dal team prevedevano l'impiego di motorizzazioni ben più pesanti. Per fornire un termine di paragone si cita il valore del predecessore di 14kg. Passando alla descrizione di caratteristiche specifiche, si ha un raffreddamento ad aria forzata, grazie ad una ventola calettata sull'albero motore che svolge parallelamente la funzione di volano che tenta di smorzare l'elevata irregolarità ciclica che affligge il monocilindrico in esame. La distribuzione è realizzata per mezzo di punteria ad aste e bilancieri, mossi da una camma in fase con l'albero motore, montata direttamente sopra di esso. L'anticipo di accensione è imposto tramite sistema a transistor senza contatti ed è pari al valore costante di -30°. L'avviamento è indotto esternamente tramite corda autoavvolgente. Il rapporto di compressione si attesta ad 8.0:1. L'alimentazione del combustibile è affidata ad un carburatore a galleggiante e la lubrificazione avviene tramite carter umido per pressione.

1.4.2 MOTORE HONDA GXH50 MODIFICATO PER IL VEICOLO JUNO

Il motore ha subito una serie di modifiche già il primo anno di impiego. Queste vengono di seguito riassunte:

- **VOLANO**: Nella prima riprogettazione, attraverso l'incremento della massa, si è tentato di abbattere in maniera ancora più efficace le oscillazioni di coppia generate dall'elevata irregolarità ciclica e sollecitare conseguentemente in maniera meno importante la trasmissione che è stata interamente progettata dal team[4]. Prevedendo che il motore debba essere utilizzato alternando fasi di arresto a fasi di rapida

[4] Il motore di base non ha come prima natura quella di muovere un veicolo, bensì l'impiego per lavori agricolo/domestici.

accensione e organo di parzializzazione completamente aperto, la strada intrapresa nella riprogettazione del volano che equipaggerà la futura versione del motore è antitetica alla precedente. Riducendo la massa e quindi l'inerzia del volano l'irregolarità ciclica verrà smorzata in maniera meno efficace ma il motore avrà benefici in termini di reattività rendendo più brevi i transitori successivi alle numerose fasi di accensione che caratterizzano la strategia di gara.

- **ALIMENTAZIONE DEL COMBUSTIBILE**: Questo risulta essere l'intervento più radicale e che ha richiesto il maggior sforzo da parte dell'area tecnica motoristica. Si è infatti passati dall'impiego di carburatore ad un iniettore elettronico comandato da centralina, la quale fornisce la corretta dosatura di combustibile tramite controllo ad anello chiuso con sonda lamba posizionata allo scarico. L'iniettore tuttavia ha solo il ruolo di fasare l'iniezione e di controllare la quantità iniettata. Sempre nell'ottica del contenimento pesi e semplificazione del circuito di alimentazione una soluzione spesso adottata dai vari team è quella di eliminare la pompa che mette in pressione il combustibile e di riempire un serbatoio con aria pressurizzata, a monte del serbatoio del combustibile, esercitando sul pelo libero di questo la pressione richiesta. Chiaramente particolare attenzione viene prestata alla messa in sicurezza di tutto il circuito e se ne controlla il corretto funzionamento con manometri posizionati lungo il circuito.

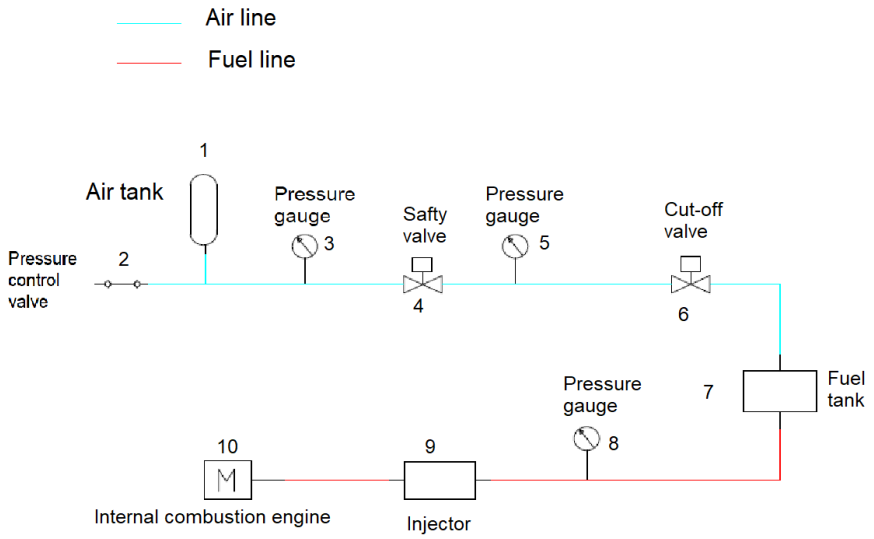

FIGURA 1-5 SCHEMA DEL CIRCUITO DI ALIMENTAZIONE COMBUSTIBILE IMPIEGATO NEL VEICOLO JUNO

In Figura 1-5 è riportato uno schema semplificato del circuito di alimentazione sopra descritto. L'iniettore è dunque una valvola ON/OFF che regola la quantità di combustibile iniettata attraverso l'intervallo di tempo che separa l'apertura dalla chiusura. Questo suppone la portata iniettata costante ed analisi sperimentali hanno

confermato tale ipotesi. Due differenti posizionamenti dell'iniettore stesso sono stati testati. La configurazione finale scelta è stata quella dell'alloggiamento all'interno del corpo farfallato a valle della valvola a farfalla. Al giorno d'oggi la soluzione che va per la maggiore, per quanto riguarda l'iniezione indiretta, prevede il targeting della valvola di aspirazione, atto a sfruttare l'elevata temperatura del piattello valvola e il calore dei gas residui in camera alla sua apertura per poter vaporizzare in maniera più efficace il combustibile.

In Figura 1-6 si può notare tuttavia come la geometria del condotto di aspirazione del motore rendesse impossibile il perseguimento di tale obiettivo.

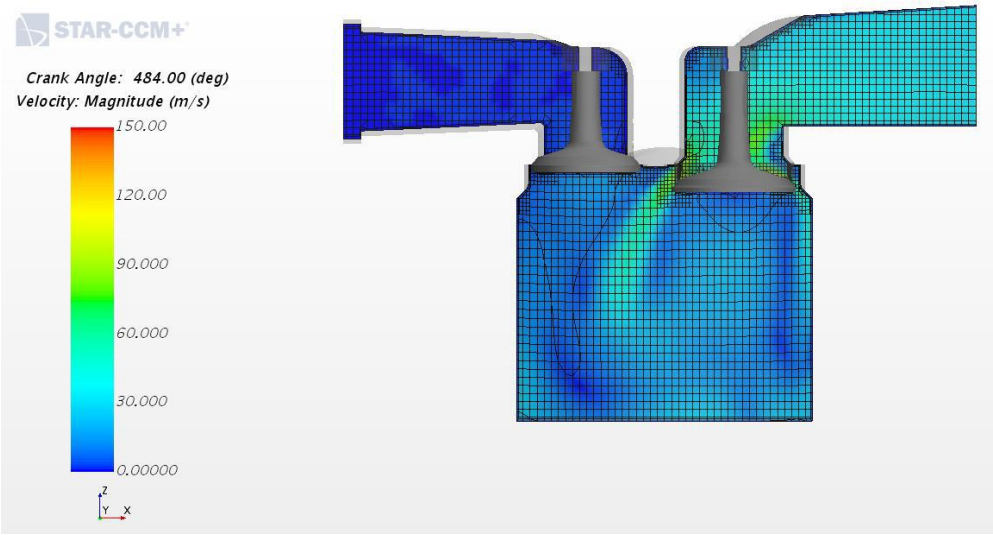

FIGURA 1-6 SEZIONE DELLA TESTATA DEL MOTORE GXH50 HONDA. CONDOTTO DI ASPIRAZIONE (DX) E DI SCARICO (SX).

Essendo tuttavia il materiale che compone la testata una lega di alluminio dalle elevate capacità di conducibilità termica si è quantomeno cercato di sfruttare il calore del condotto di aspirazione ricavato direttamente nella testa (destra nella Figura 1-6) per poter enfatizzare la vaporizzazione del combustibile.

- **RUOTA FONICA E SENSORI DI HALL:** L'inserimento dell'iniezione elettronica e della centralina (che deve anche controllare il timing dell'accensione) hanno richiesto sensori in grado di comunicare a quest'ultima non solo la posizione angolare della manovella ma anche quella della camma della distribuzione. E' stata quindi inserita una ruota fonica solidale con la corona di avviamento, in seguito descritta, la quale fornisce tramite sensore di Hall la posizione angolare in un intervallo di 360°, relativo all'albero motore. Un secondo sensore che rileva dei magneti alloggiati all'interno della camma garantisce il riconoscimento del ciclo motore che invece si estende a 720°.

- **AVVIAMENTO ELETTRICO:** La gara prevede che il veicolo ed il motore vengano arrestati alla conclusione di ogni giro di pista. Questo ha richiesto l'impiego di un motore elettrico dalle dimensioni contenute che permettesse l'avviamento al pilota. E' stata quindi realizzata una corona che fosse collegata direttamente al pignone in uscita dal motore elettrico e solidalmente ad essa è stata fissata la ruota fonica, andando a calettare entrambe direttamente sull'albero motore.
- **COVER MOTORE:** Una nuova geometria ha consentito l'alloggiamento del motore elettrico, dell'insieme corona-ruota fonica e dei sensori di hall. Inoltre sono stati previsti degli attacchi per la trasmissione che garantiscono la solidità strutturale dell'insieme, contenendo anche gli ingombri.
- **SONDA LAMBDA:** Il controllo sulla dosatura del combustibile attuata dalla centralina è di tipo ad anello chiuso. Un sensore allo scarico e relativo alloggiamento si sono resi necessari. Il controllo in un primo ciclo viene fatto stimando una portata in ingresso, utilizzando i sensori presenti all'interno del corpo farfallato. Nei successivi cicli tale controllo risulta comunque essere poco preciso ed essendo l'obiettivo quello di contenere i consumi, appare evidente come la corretta dosatura ottenuta mediante le tempistiche di apertura della valvola nell'iniettore, sia fondamentale. Questo ha portato alla necessità d'impiego di una sonda lambda che assicura errori di misurazione della dosatura inferiori all'1%.
- **SCARICO:** Lo scarico è stato riprogettato e realizzato in collaborazione con Arrow. Lo scopo principale è stato quello di facilitare l'uscita dei gas di scarico dal cilindro[5] e di supportare il posizionamento della sonda lambda.
- **CENTRALINA:** Fornita dalla Life Racing (Modello F88), è stata interamente programmata dal team ed ha permesso l'impiego di mappe sia dal lato anticipi d'accensione, in modo da ottenere il massimo delle prestazioni possibili in ogni punto motore e scongiurare il pericolo di detonazione, sia di iniezione. I nuovi gradi di libertà per l'ottenimento di prestazioni introdotti da questo elemento hanno, tuttavia, richiesto un'importante campagna di testing al banco prova per poter ottenere la calibrazione ottimale.

Le caratteristiche relative alla configurazione finale del motore che ha partecipato all'edizione di Londra 2019 della Shell Eco Marathon sono riassunti nella

[5] Lo scarico originale invece aveva l'obiettivo del contenimento delle onde acustiche essendo semplicemente un volume ove il gas andava ad espandere invece che essere guidato verso l'esterno con le minori perdite fluidodinamiche possibili.

Tabella 1-2

TABELLA 1-2 CARATTERISTICHE MOTORE GXH50 VEICOLO JUNO

Cilindrata	49.7 cc
Anticipo accensione	Variabile (-40 PMS di combustione in condizioni di farfalla completamente aperta)
Raffreddamento	Aria forzata
Lubrificazione	Carter umido
Rapporto di Compressione	8.0:1
Alimentazione	Iniezione elettronica indiretta
Dosatura	1.1

2 RILIEVI SPERIMENTALI

Il lavoro sperimentale non solo fissa un riferimento di zero rispetto al quale valutare le modifiche apportate ma punta ad ottenere dei risultati che sono poi impiegati per poter effettuare procedure di validazione del modello 1D.

2.1 SETUP SPERIMENTALE

Il banco prova è mostrato in Figura 2-1.

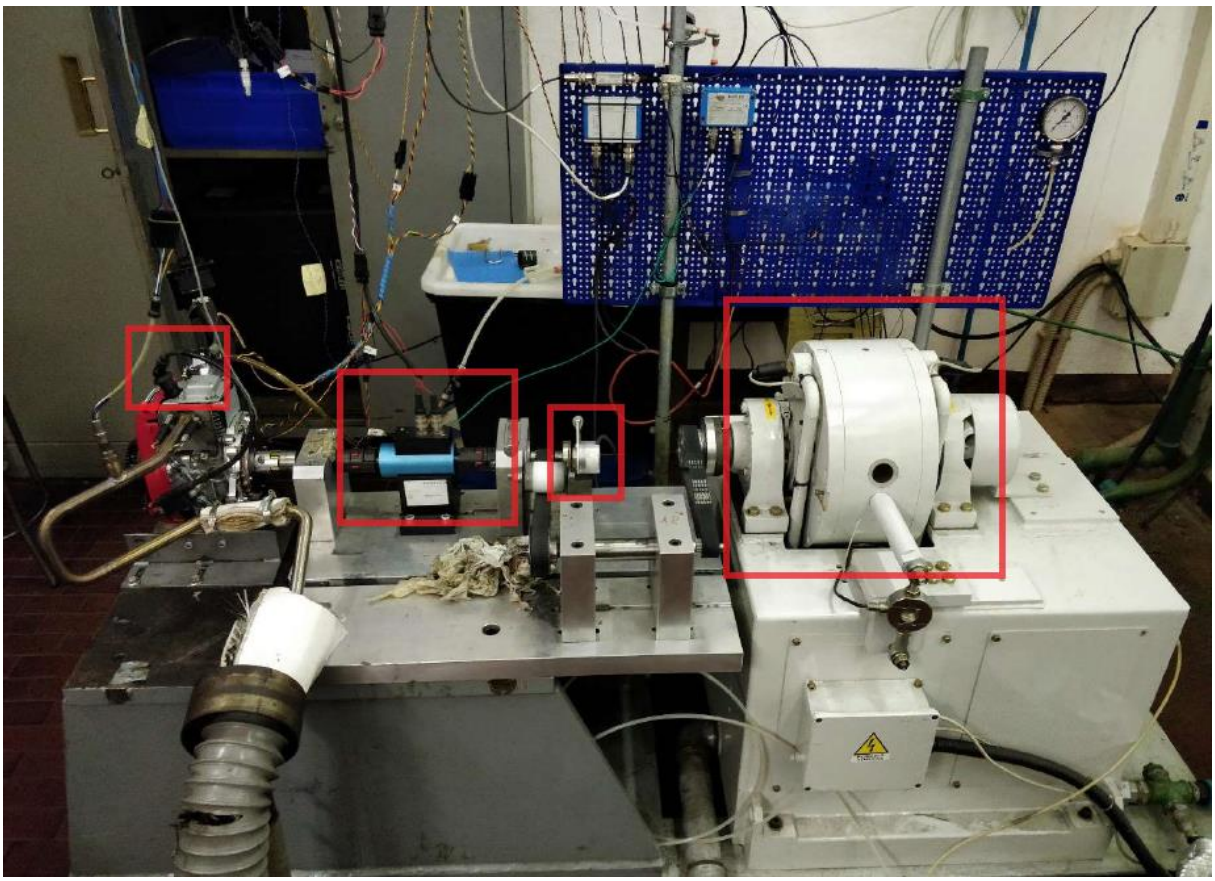

FIGURA 2-1 BANCO PROVA CON I PRINCIPALI DISPOSITIVI PER I RILEVAMENTI.

Gli elementi riquadrati in Figura 2-1 sono, da sinistra verso destra, rispettivamente:

- **CANDELA KISTLER 6113B:** La candela ha al suo interno un sensore di pressione ad alta velocità di campionamento. In questo modo è possibile rilevare le pressioni in camera e relazionarle all'angolo di manovella attraverso la combinazione con i dati inviati dall'encoder.

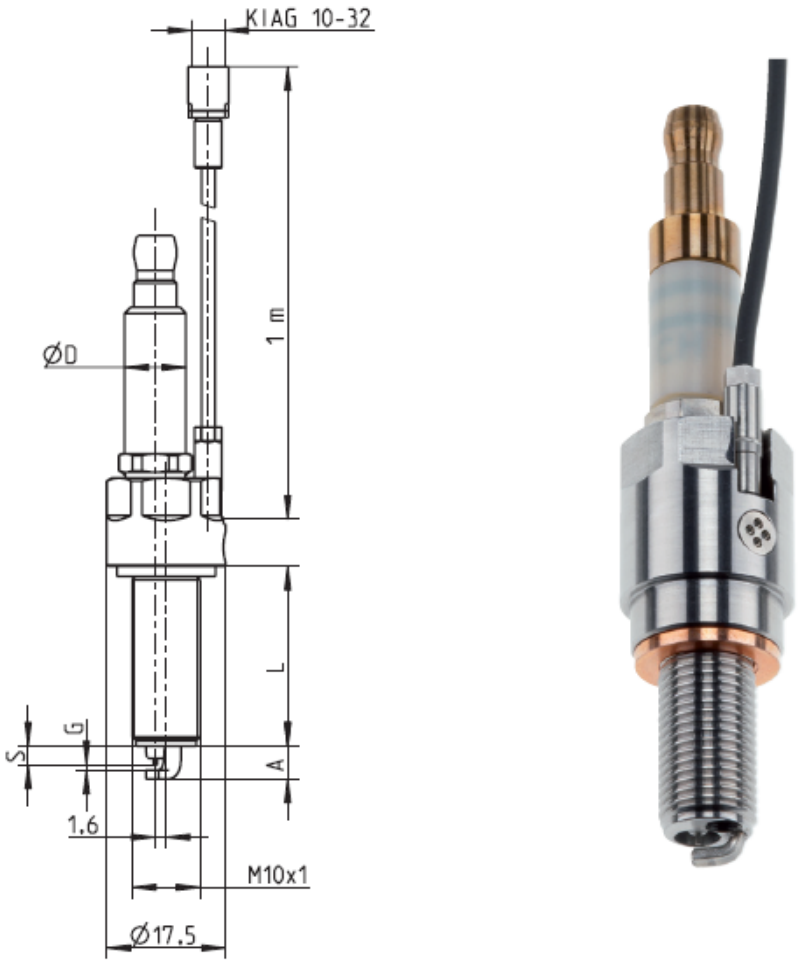

FIGURA 2-2 SCHEMA DELLA CANDELA SENSORIZZATA KISTLER TYPE 6113B

In Figura 2-2 si può osservare lo schema di tale sensore riportato in (3) ove viene descritto come l'alloggiamento sia ricavato traslando il rivestimento ceramico. I principali parametri caratteristici del sensore sono riportati nella Tabella 2-1.

TABELLA 2-1 PARAMETRI CARATTERISTICI CANDELA SENSORIZZATA KISTLER 6113B

Pressure range	bar	0 ... 200
Calibrated partial range at 200 °C	bar	0 ... 50 0 ... 100 0 ... 150
Overload capacity	bar	250
Sensitivity at 200 °C	pC/bar	–10
Natural frequency (acoustic) spark plug with integral sensor	kHz	≈65
Linearity at RT	% FSO	≤±0,5
Acceleration sensitivity axial and radial	bar/g	<0,005
Operating temperature range, sensor	°C	–20 ... 350
Operating temperature range, cable	°C	–20 ... 200
Sensitivity drift over range: 200±50 °C	%	<±1
Thermal shock at 1 500 min^{-1}, 9 bar p_{mi}		
Δp (short-term drift)	bar	<±0,6
Δp_{mi}	%	<±3
Δp_{max}	%	<±1,5
Insulation resistance, sensor		
at 20 °C	Ω	$>10^{13}$
at 200 °C	Ω	$>10^{11}$

- **TORSIOMETRO KISTLER 4053A:** Come riportato in (4) si tratta di un sensore di coppia che sfrutta il principio di funzionamento degli estensimetri. Un sistema di condizionamento integrale, digitale produce segnali di output sia digitali che analogici. Il suo schema di funzionamento è presentato in Figura 2-3

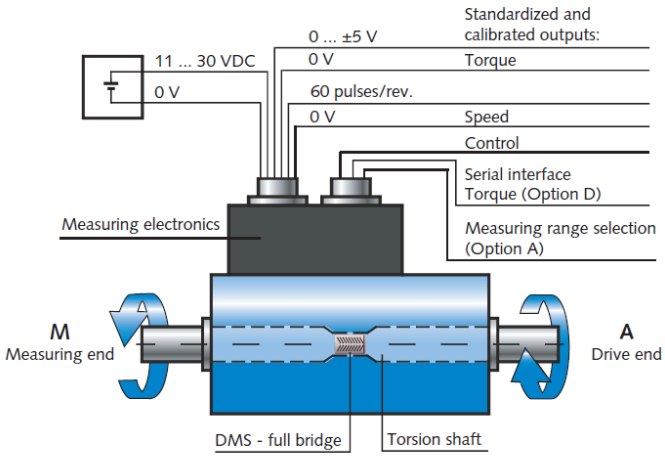

FIGURA 2-3 SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DEL TORSIOMETRO KISTLER 4053A

Le principali caratteristiche meccaniche del torsiometro sono riportate in Tabella 2-2

TABELLA 2-2 CARATTERISTICHE MECCANICHE TORSIOMETRO KISTLER 4053A

Mechanical Basic Data		
Measuring range	N·m	±0,2 ... 5 000
Rated torque M_{nom}	N·m	0,2 ... 5 000
Overload capacity at limiting torque		1,5 x M_{nom}
Alternating torque		0,7 x M_{nom}
Rupture torque		4 x M_{nom}
Built-in speed sensor	pulses/ revolut.	
speed measurement only		1x60
speed and angular measurement (version "W")		2x360 ("W") 90° displaced, TTL up to 7 000 1/min
Nominal Speed		depending on measuring range and design (see details)
Balancing class Q		
for version "L"		6,3
for version "H"		2,5
Housing material		Anodized aluminum
Exception: size 4 and 5, version "H"		stainless steel
Protection class		IP40

Gli errori del torsiometro nel range di misurazione impiegato sono dati in Tabella 2-3

TABELLA 2-3 ERRORI TORSIOMETRO NEL RANGE DI MISURAZIONE IMPIEGATO

Electrical Measuring Data – Extended Measuring Range 1:5, 1:10		
Rated torque	N·m	1 ... 5 000
Accuracy class		0,2
Linearity error including hysteresis	% FSO	<±0,2
Temperature influence zero point	% FSO/°C	<±0,02
Temperature influence nominal value	% FSO/°C	<±0,02
Torque control signal for voltage output/frequency output	%	100 ±0,3

- **ENCODER KISTLER:** E' impiegato per poter rilevare l'angolo di manovella e relazionare i dati provenienti dagli altri sensori a tale parametro. Come è possibile notare anche nella Figura 2-1 esso viene impiegato nello schema con output in LVDS visibile in maniera più dettagliata in Figura 2-4

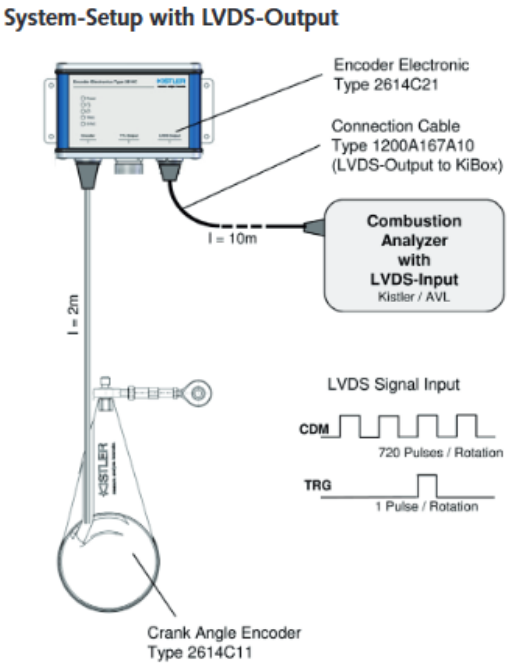

FIGURA 2-4 SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DELL'ENCODER KISTLER 2614CK1, CONFIGURAZIONE LVDS OUTPUT

Per quanto riguarda i parametri che caratterizzano il sensore, questi vengono dati in Tabella 2-4

TABELLA 2-4 CARATTERISTICHE ENCODER KISTLER 2614CK1

Crank angle signal	°	720x0,5
Speed range	1/min	0 ... 12 000
Temperature rang	° C	–40 ... 85
Mechanical Interface/Mounting diameter (mounting compatibility to Type 2614B1)	mm	60
Electrical connection		cable with plug l = 2 m
Weight	g	340

- **FRENO A CORRENTI PARASSITE FA50/30SLV BORGHI E SAVERI:** Il freno, con fondoscala di potenza di 50kW, è in grado di generare coppie resistenti per poter mantenere il motore in condizioni pressoché stazionarie in ogni punto motore in cui si vogliano fare rilevamenti. Va precisato che la potenza generata dal motore in esame, rispetto al fondoscala ha valori molto bassi e ciò può costituire un ingresso interferente. Il banco infatti potrebbe non essere in grado di generare coppie resistenti abbastanza stabili nei punti motore in cui la potenza generata è troppo bassa.

- **CENTRALINA DI ACQUISIZIONE DATI KISTLER KIBOX 2893:** Tutti i dati rilevati dai sensori vengono acquisiti dalla centralina (non visibile in Figura 2-1 poiché coperta dalla paratia in blu) e subiscono una iniziale elaborazione prima di essere inviati al computer e postprocessati nel software associato. Si osserva che alcuni segnali devono essere amplificati prima di essere inviati alla centralina di acquisizione, tali amplificatori sono visibili in Figura 2-1 appesi alla paratia blu.

2.2 ESECUZIONE PROVE SPERIMENTALI

Prima di illustrare la modalità di esecuzione di una prova standard, un ulteriore precisazione va fatta sul sistema di alimentazione del combustibile al banco prova creato dal team. Questo è composto principalmente da due serbatoi visibili in Figura 2-5.

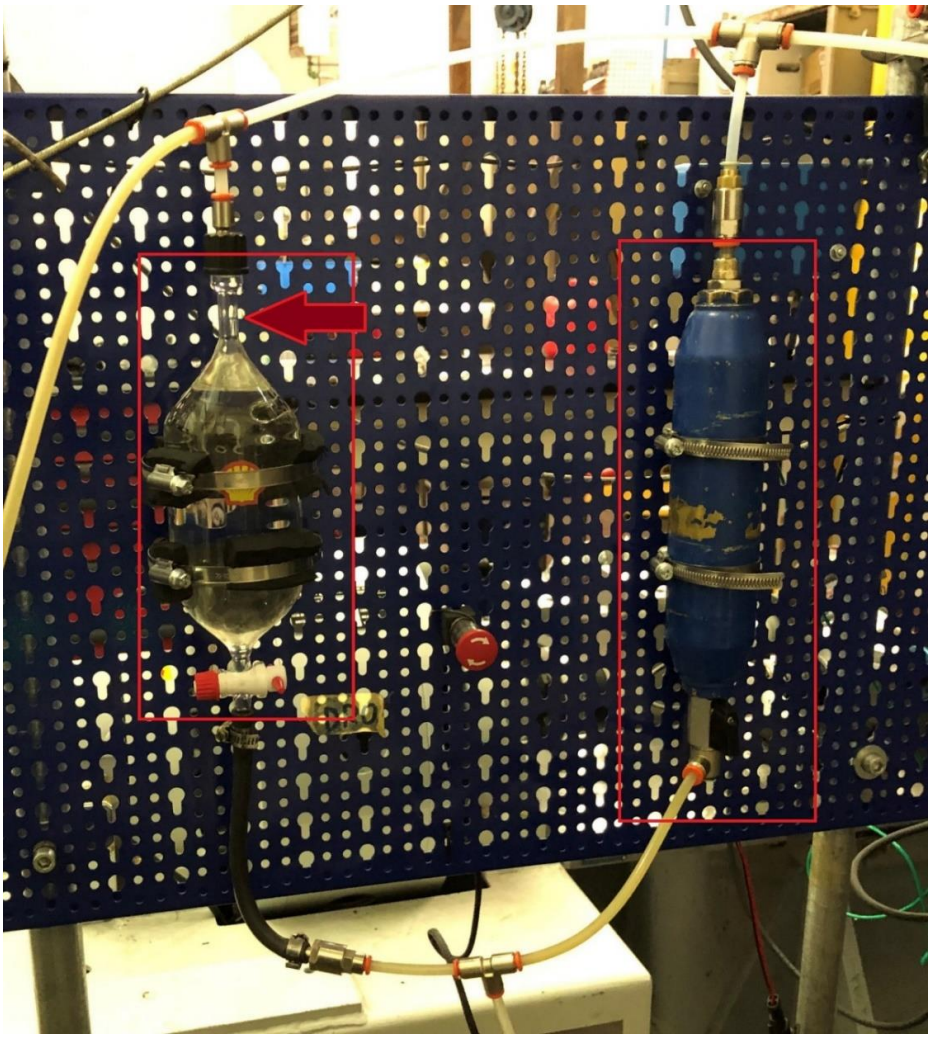

FIGURA 2-5 SERBATOI IN PARALLELO PER MISURAZIONI DI CONSUMO AL BANCO. SERBATOI DI MISURAZIONE (SX) E DI REGIMAZIONE TERMICA (DX)

Il serbatoio di vetro a sinistra è quello che viene impiegato nel momento dell'avviamento della prova, mentre quello in metallo di destra viene utilizzato per le fasi di riscaldamento del motore secondo la procedura che viene di seguito illustrata:

- **RISCALDAMENTO DEL MOTORE:** Dapprima il motore viene portato a temperatura operativa in modo che le misurazioni non siano viziate dal transitorio di riscaldamento dei vari componenti. Il controllo viene effettuato basandosi sulla temperatura rilevata dal sensore dell'olio e sui valori forniti da una termocoppia situata nella parte inferiore esterna del cilindro[6].

- **RIEMPIMENTO SERBATOIO PER MISURAZIONI CONSUMI:** Viene verificato che il serbatoio di misurazione contenga il volume massimo di combustibile prima di procedere alle prove. In Figura 2-5 la freccia rossa indica il livello massimo di riempimento che deve essere raggiunto prima dell'avvio di ogni misurazione. Tale fase procede parallelamente al mantenimento del regime termico utilizzando ancora il serbatoio di supporto. Le operazioni sul serbatoio di misura vengono svolte con buretta graduata[7] in modo da conoscere il volume di combustibile reintegrato.

- **SELEZIONE PUNTO MOTORE:** Viene scelto il punto motore, in termini di regimi e apertura dell'organo di parzializzazione, e quindi regolato il freno in modo da esercitare una coppia resistente in grado di mantenere il motore stazionario sul punto operativo scelto. Il raggiungimento della stazionarietà[8] non è immediatamente successivo all'applicazione della coppia resistente. Si nota infatti una fase intermedia di transitorio.

- **AVVIO MISURAZIONI:** Il cronometro viene avviato chiudendo il rubinetto del serbatoio di supporto e aprendo quello del serbatoio di misurazione simultaneamente. Viene quindi rilevata la coppia dal torsiometro. L'impiego della candela sensorizzata e della centralina che invia i dati al pc finale consentono il rilevamento di un'ampia gamma di parametri di performance, quali: pressioni istantanee, burn rate, pmi (pressione media indicata) sia della parte positiva del ciclo che della sommatoria di quella positiva e negativa, etc. Tali valori sono visibili al terminale in tempo reale.

- **MEMORIZZAZIONE SEGNALI DI PRESSIONE:** Qualora siano necessari dati relativi ai sensori di pressione sia in camera che nei condotti, si esegue un acquisizione che alloca i dati relativi a cinque

[6] Questa è stata installata allo scopo di rilevare le temperature che caratterizzano il cilindro in condizioni operative, in modo da fornire riferimenti all'azienda scelta per la fabbricazione del pistone sugli stress termici e le dilatazioni che possono caratterizzare il cilindro stesso. Il sensore è poi stato impiegato anche per controllare la corretta regimazione termica del motore.
[7] Della precisione del mm^3
[8] In realtà sia per inadeguatezza del freno Borghi e Saveri, sia per l'elevata irregolarità ciclica del motore le condizioni di stazionarietà non sono mai pienamente raggiunte durante le prove.

cicli prima e cinque dopo che il comando sia inserito dall'utente. L'output sarà un file in formato .csv contenente le pressioni rilevate con passo di discretizzazione scelto (0.1 gradi di angolo di manovella) relative a 10 cicli motore.

- **TERMINE MISURAZIONI:** Il cronometro viene arrestato ed il motore spento. L'intervallo di tempo che separa l'inizio dalla fine della misurazione deve essere sufficientemente ampio da non introdurre incertezze dovute alle tempistiche di reazione relative all'avvio e l'arresto del cronometro, al passaggio da un serbatoio all'altro e all'arresto del motore. Generalmente prove da 2-3 minuti assicurano tale precisione.

- **RILEVAMENTO CONSUMO:** Andando a riempire nuovamente il serbatoio di misura si verifica il volume di combustibile utilizzato nella prova appena conclusa.

- **REGISTRAZIONE DATI:** E' stato creato un file Excel in cui gli input sono il tempo della prova al banco, la densità del combustibile, il volume di combustibile consumato e la coppia in uscita all'albero. Da queste quantità vengono derivate portate di combustibile ed aria, potenze, rendimenti utili, volumetrici e consumi specifici.

2.3 ANALISI DEI DATI CON CRITERI STATISTICI

Vi sono motivi di incertezza di misurazione che richiedono un approccio statistico prima dell'impiego dei valori rilevati al banco per poter effettuare dei confronti e delle valutazioni generali sul motore. Queste sono relative a:

- **COMPARTO SENSORISTICO**: Molti strumenti per la rilevazione dei parametri di performance hanno fondoscala molto maggiori rispetto ai valori che caratterizzano il motore in esame. Un esempio può essere rappresentato dal freno Borghi Saveri, il quale ha un campo di impiego fino a 50kW. Essendo le potenze sviluppate dal motore mai superiori ai 2 kW il freno spesso non è in grado di mantenere costante la coppia resistente per poter considerare le prove stazionarie in un punto motore. La conseguenza è che il motore a volte accelera altre decelera spostandosi dal punto motore scelto.

- **IRREGOLARITA' CICLICA:** Dal lato motore sono rilevabili escursioni accentuate attorno ai valori medi di ogni parametro misurato. Questo infatti è prima di tutto un monocilindrico ed in secondo luogo, essendo stato privilegiato il contenimento dei costi in fase produttiva, la precisione di realizzazione globale è piuttosto bassa. L'azione combinata di questi due fattori culmina in un funzionamento molto irregolare del motore. A titolo di esempio viene mostrato in Figura 2-6 un

diagramma che riporta le pressioni rilevate in camera in dieci cicli motore consecutivi al regime di 5500 RPM e apertura totale della farfalla. Il rilevamento è stato fatto con le modalità precedentemente esposte.

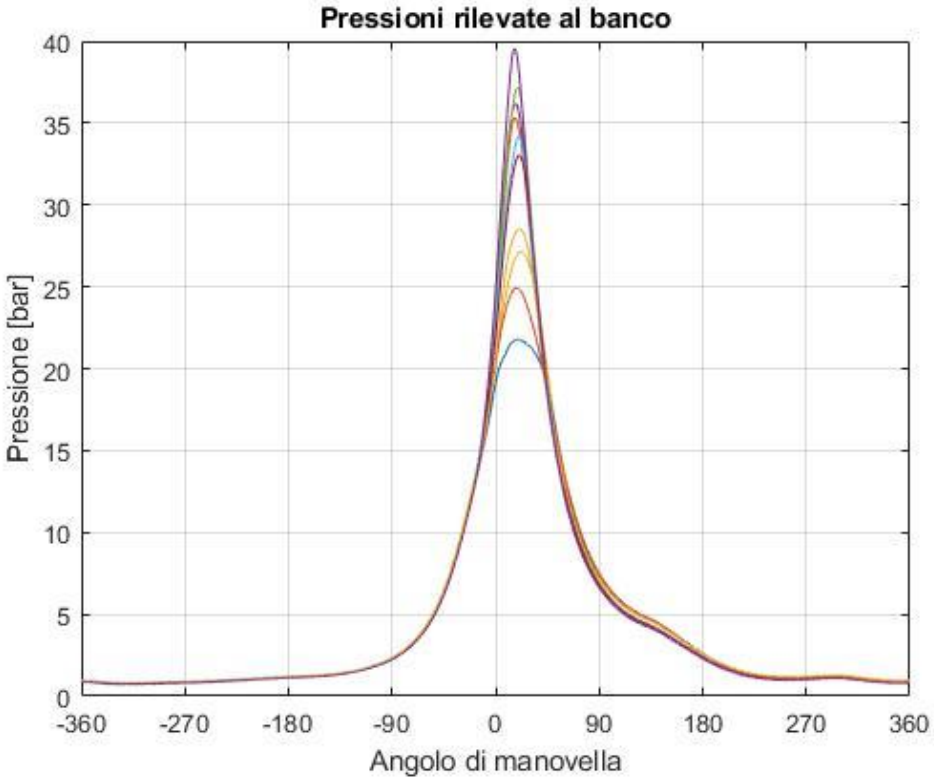

FIGURA 2-6 PRESSIONI IN CAMERA RILEVATE DALLA CANDELA SENSORIZZATA IN DIECI CICLI MOTORE CONSECUTIVI (5500RPM WOT).

Per poter arginare il problema e ottenere dei valori di riferimento da poter utilizzare, i rilevamenti al banco sono stati mediati e ne è stata calcolata la deviazione standard per assicurarsi che eventuali scostamenti fossero inclusi all'interno di una curva gaussiana con intervallo di confidenza pari a due volte la deviazione standard stessa[9]. In Figura 2-7 e Figura 2-8 sono mostrati alcuni valori rilevati in differenti prove, la media tra le prove eseguite ed una linea di tendenza che verrà impiegata per approssimare l'andamento di tali parametri in funzione del numero di giri. Mentre per le portate d'aria si è scelta una funzione di approssimazione logaritmica, per la coppia è stata scelta una regressione con curva esponenziale del secondo ordine. Le portate d'aria sono un parametro derivato dalla misurazione del volume di combustibile utilizzato ed hanno quindi lo stesso trend della misurazione diretta riscalata di opportuni fattori quali densità della benzina, durata della prova e rapporto aria combustibile secondo l'Equazione 2-1:

[9] In una distribuzione normale il 95% degli elementi è compreso all'interno di un intervallo $[\mu\text{-}2\sigma,\ \mu+2\sigma]$ ove μ è il valor medio e σ la deviazione standard.

EQUAZIONE 2-1

$$\dot{m}_a = 3.6 \frac{(rifornimento)\ \rho_f (10^{-3}) \alpha}{(tempo\ prova) 60}$$

Con:

rifornimento= volume di combustibile utilizzato [cm^3]

ρ_f= densità combustibile [g/dm^3]

α= rapporto aria combustibile

tempo prova= tempo di durata del rilevamento nello specifico punto motore [min]

Il diagramma di Figura 2-7 evidenzia soprattutto a regimi medi come sia notevole lo scostamento da un rilevamento all'altro, anche se le condizioni di esecuzione delle prove stesse sono le medesime.

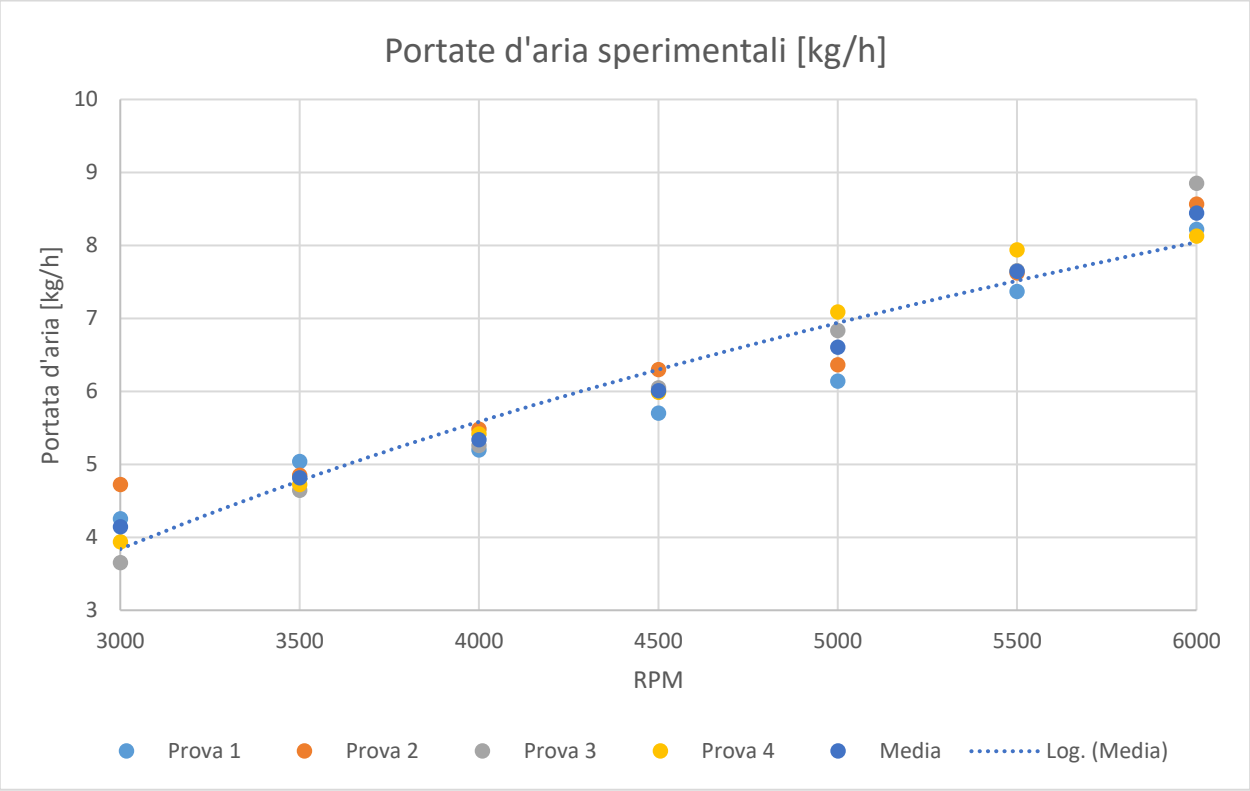

FIGURA 2-7 DISPERSIONE VALORI DI PORTATA MASSICA RILEVATI AL BANCO IN PROVE SUCCESSIVE IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI.

Una variazione meno marcata caratterizza i valori reperiti per la coppia ma anche questi sono stati statisticamente studiati in modo da essere affidabili. La misura di coppia a differenza delle portate d'aria è fatta direttamente tramite l'impiego di torsiometro e non risente dell'applicazione di ipotesi quali densità del combustibile costante e rapporto stechiometrico rispettato dal circuito di controllo ad anello chiuso sulla sonda lambda. La dispersione dei rilievi di coppia e la funzione di regressione statistica impiegata sono mostrati in Figura 2-8.

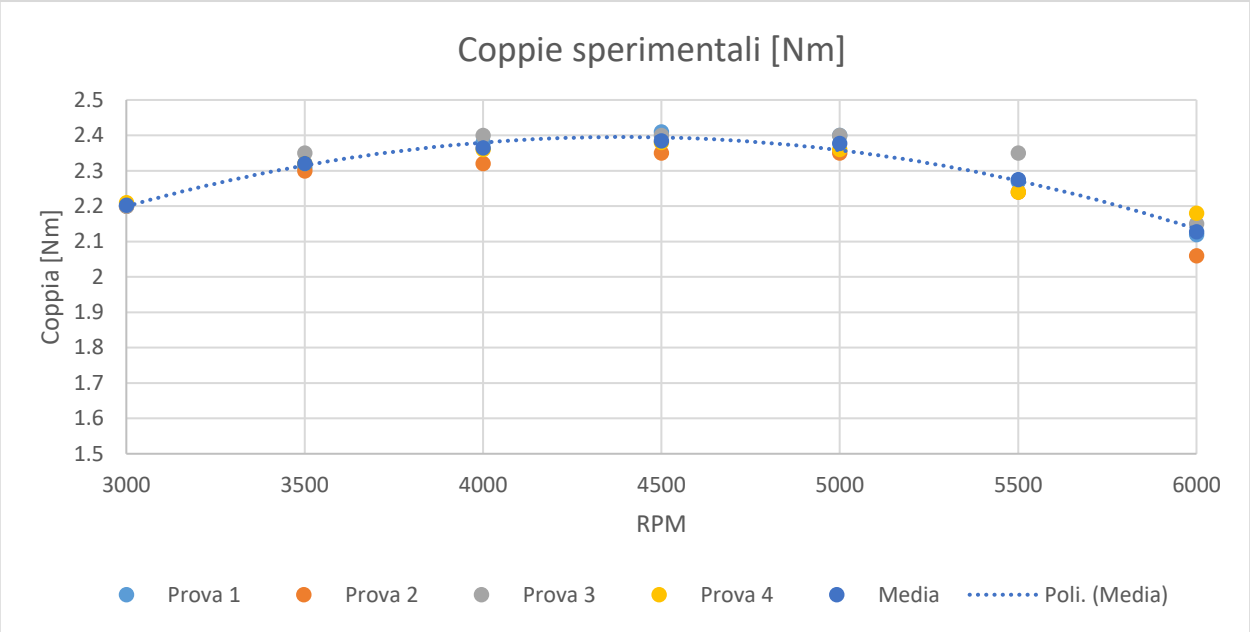

FIGURA 2-8 DISPERSIONE VALORI DI COPPIA RILEVATI AL BANCO IN PROVE SUCCESSIVE IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI.

2.4 MOTORE 2019 ALIMENTATO A BENZINA

Il motore modificato durante il primo anno di sviluppo è stato caratterizzato sperimentalmente impiegando benzina come combustibile evolvente. Di seguito vengono presentate le misurazioni dirette e derivate ottenute durante le prove.

- **CONDIZIONI AMBIENTE IN CELLA MOTORE**: Rilevate direttamente per mezzo di strumentazione costruita dal team[10]. La loro influenza sui parametri di performance rilevati è elevata. L'importanza di una corretta scelta di pressione e temperatura ambiente sarà meglio precisata durante la trattazione della calibrazione del modello 1D impiegato nel presente studio. Per quanto riguarda la pressione sono stati rilevati i valori riportati in Tabella 2-5

[10] Una centralina di tipo Arduino Uno è stata corredata di sensori di pressione, umidità e temperatura. È stato creato un programma caricato all'interno del controllore in grado di mostrare su schermo LCD i principali valori rilevati.

TABELLA 2-5 PRESSIONI RILEVATE IN CELLA MOTORE SINGOLE PROVE, MEDIE E DEVIAZIONI STANDARD IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI

RPM	PROVA 1 [bar]	PROVA 2 [bar]	PROVA 3 [bar]	PROVA 4 [bar]	MEDIA [bar]	DEVIAZIONE [bar]
3000	0.959	0.96	0.977	0.983	0.97	0.0105
3500	0.955	0.96	0.977	0.983	0.969	0.0116
4000	0.955	0.959	0.977	0.977	0.967	0.0101
4500	0.952	0.96	0.975	0.977	0.966	0.0104
5000	0.96	0.96	0.975	0.975	0.968	0.0075
5500	0.95	0.95	0.976	0.976	0.963	0.013
6000	0.945	0.95	0.977	0.977	0.962	0.0149

Mediando le medie rilevate ai vari regimi ed approssimando alla seconda cifra decimale si ottiene un valore di pressione di circa 0.97 bar. Per quanto riguarda le temperature, la variazione è estremamente contenuta. Un valore di 17°C è stato selezionato come rappresentativo della condizione in cella motore media.

- **VOLUME DI COMBUSTIBILE UTILIZZATO**: Risulta essere una misurazione fatta direttamente e dalla quale derivare poi sia le masse di combustibile impiegate nelle singole prove che le portate di combustibile e di aria.

TABELLA 2-6 VOLUMI DI COMBUSTIBILE CONSUMATI SINGOLE PROVE, MEDIE E DEVIAZIONI STANDARD IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI

RPM	PROVA 1 [cm^3]	PROVA 2 [cm^3]	PROVA 3 [cm^3]	PROVA 4 [cm^3]	MEDIA [cm^3]	DEVIAZIONE [cm^3]
3000	13.5	15	11.6	12.5	13.15	1.262
3500	16	15.4	14.75	15	15.29	0.472
4000	16.5	17.4	16.7	17.2	16.95	0.364
4500	18.1	20	19.2	19	19.08	0.676
5000	19.5	20.2	21.7	22.5	20.98	1.186
5500	23.4	24.2	24.3	25.2	24.28	0.638
6000	26.1	27.2	28.1	25.8	26.8	0.914

Ciò che appare dall'osservazione delle deviazioni standard è il valore elevato, soprattutto al regime inferiore. La motivazione può essere indirizzata al fatto che l'elevata irregolarità del motore si fa più pronunciata a regimi che approssimano quello minimo (2800 RPM) rendendo instabili i rilevamenti.

- **PORTATE DI COMBUSTIBILE**: Sono le prime misurazioni derivate da quelle dirette presentate. Il legame con il volume di combustibile è quello descritto dall'Equazione 2-2:

EQUAZIONE 2-2

$$\dot{m}_f = 3.6 \frac{(Volume\ combustibile\ [cm^3])\rho_f[\frac{g}{dm^3}][(10^{-3})}{(tempo\ prova[min])60}$$

Riguardo la densità di combustibile una precisazione deve essere fatta: un rilevamento è stato fatto nelle primissime fasi di sviluppo del motore ed il valore fornito è stato di 772 kg/m^3. Durante lo studio tale misurazione è stata fatta nuovamente dal momento che la composizione e le proprietà dei combustibili commerciali possono cambiare stagionalmente. La presenza di un errore che poteva affliggere la bontà delle misurazioni derivate è stata palesata rilevando una nuova densità di 724 kg/m^3. I valori riportati in Tabella 2-7 fanno riferimento a questo secondo valore di densità.

TABELLA 2-7 PORTATE DI COMBUSTIBILE SINGOLE PROVE, MEDIE E DEVIAZIONI STANDARD IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI

RPM	PROVA 1 [kg/h]	PROVA 2 [kg/h]	PROVA 3 [kg/h]	PROVA 4 [kg/h]	MEDIA [kg/h]	DEVIAZIONE [kg/h]
3000	0.293	0.326	0.252	0.272	0.285	0.027
3500	0.348	0.334	0.32	0.326	0.332	0.01
4000	0.358	0.378	0.363	0.374	0.368	0.007
4500	0.393	0.434	0.417	0.413	0.414	0.015
5000	0.424	0.439	0.471	0.489	0.456	0.026
5500	0.508	0.526	0.528	0.547	0.527	0.014
6000	0.567	0.591	0.61	0.56	0.582	0.02

- **PORATE D'ARIA**: Supponendo rispettato dal sistema di controllo dosatura il rapporto di aria combustibile di 14.5 dai valori riportati nella Tabella 2-7 sono stati derivati quelli di Tabella 2-8.

TABELLA 2-8 PORTATE D'ARIA SINGOLE PROVE, MEDIE E DEVIAZIONI STANDARD IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI

RPM	PROVA 1 [kg/h]	PROVA 2 [kg/h]	PROVA 3 [kg/h]	PROVA 4 [kg/h]	MEDIA [kg/h]	DEVIAZIONE [kg/h]
3000	4.56663	4.7241	3.968244	4.220196	4.369793	0.294915
3500	5.259498	5.03904	4.976052	4.913064	5.046914	0.130567
4000	5.322486	6.046848	6.550752	6.487764	6.101963	0.490121
4500	6.046848	6.897186	7.212126	6.991668	6.786957	0.44232
5000	7.117644	6.865692	7.275114	7.55856	7.204253	0.251336
5500	7.590054	8.156946	7.904994	8.18844	7.960109	0.240239
6000	8.534874	9.101766	9.196248	8.440392	8.81832	0.334044

- **COPPIE**: Fanno parte del set di misurazioni dirette, ottenute tramite l'impiego del torsiometro (illustrato nel capitolo precedente). Da queste sono derivate le potenze e le pressioni medie effettive.

TABELLA 2-9 COPPIE SINGOLE PROVE, MEDIE E DEVIAZIONI STANDARD IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI

RPM	PROVA 1 [Nm]	PROVA 2 [Nm]	PROVA 3 [Nm]	PROVA 4 [Nm]	MEDIA [Nm]	DEVIAZIONE [Nm]
3000	2.2	2.24	2.3	2.21	2.249	0.039
3500	2.33	2.35	2.4	2.33	2.374	0.029
4000	2.38	2.37	2.4	2.45	2.449	0.031
4500	2.41	2.48	2.55	2.4	2.474	0.06
5000	2.4	2.48	2.45	2.36	2.423	0.046
5500	2.3	2.31	2.35	2.3	2.315	0.021
6000	2.12	2.17	2.30	2.25	2.249	0.07

Infine i dati medi direttamente rilevati e derivati vengono riassunti nella Tabella 2-10.

TABELLA 2-10 MISURE MEDIE DIRETTE E DERIVATE DA PROVE AL BANCO.

RPM	Volume combustibile [cm^3]	Portata combustibile [g/s]	Portata Aria [g/s]	Coppia [Nm]	Potenza [kW]	Pressione media effettiva [bar]	Consumo Specifico [g/kWh]
3000	13.15	0.079	1.150	2.249	0.706	5.68	404
3500	15.29	0.092	1.337	2.374	0.87	6	381
4000	16.95	0.102	1.482	2.449	1.026	6.19	358
4500	19.08	0.115	1.669	2.474	1.166	6.25	355
5000	20.98	0.126	1.835	2.423	1.283	6.19	355
5500	24.28	0.146	2.124	2.315	1.368	6.1	385
6000	26.8	0.161	2.345	2.249	1.413	5.67	411

I risultati ottenuti vengono presentati anche in forma grafica.

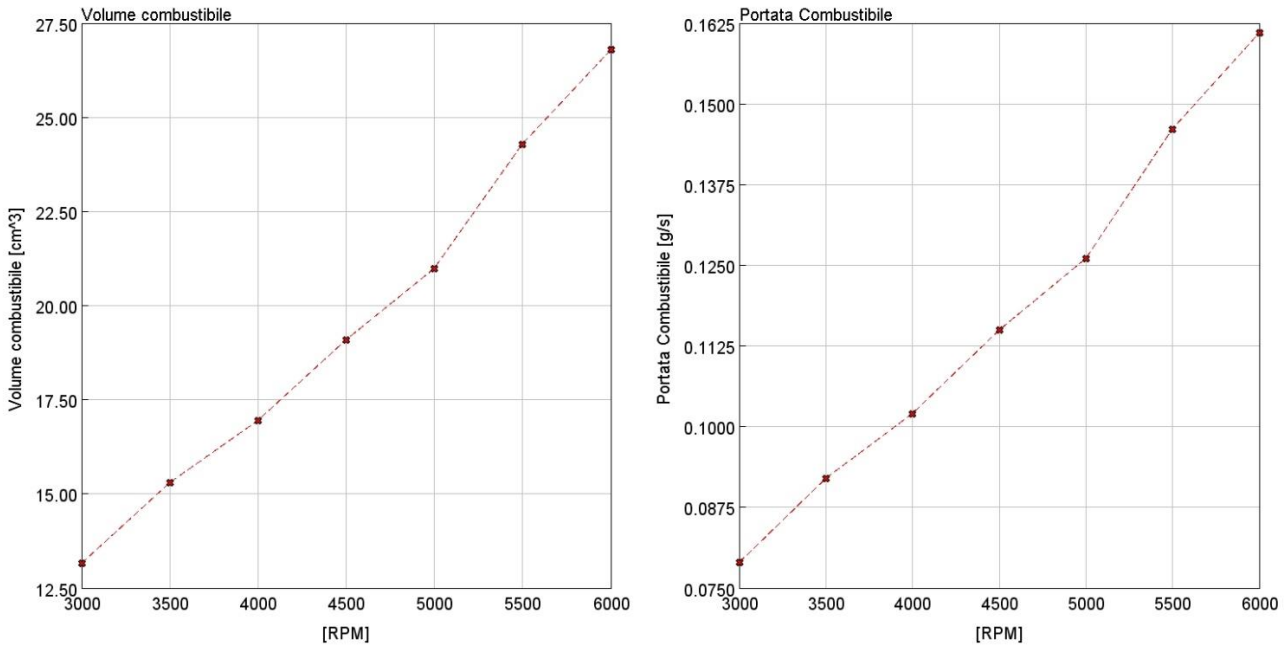

FIGURA 2-9 VOLUME COMBUSTIBILE CONSUMATO (SX) E PORTATA DI COMBUSTIBILE (DX) IN FUNZIONE DEL NUMERO DEI GIRI.

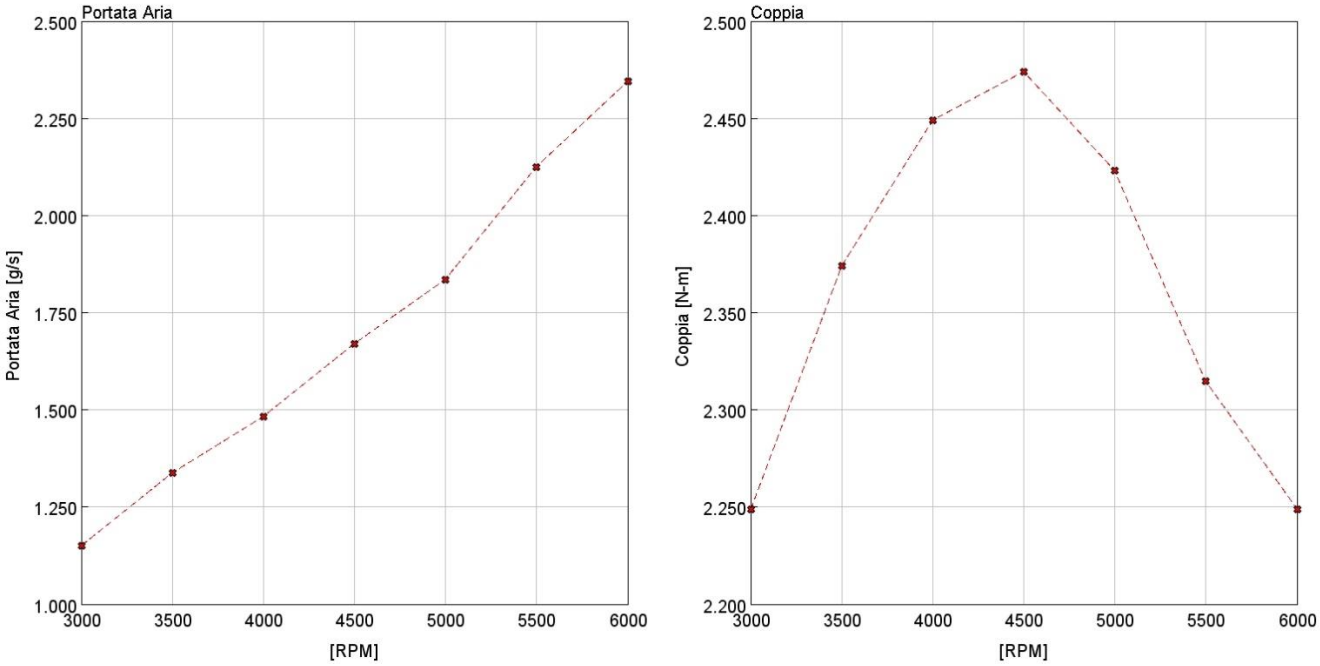

FIGURA 2-10 PORTATA DI ARIA (SX) E COPPIA (DX) IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI.

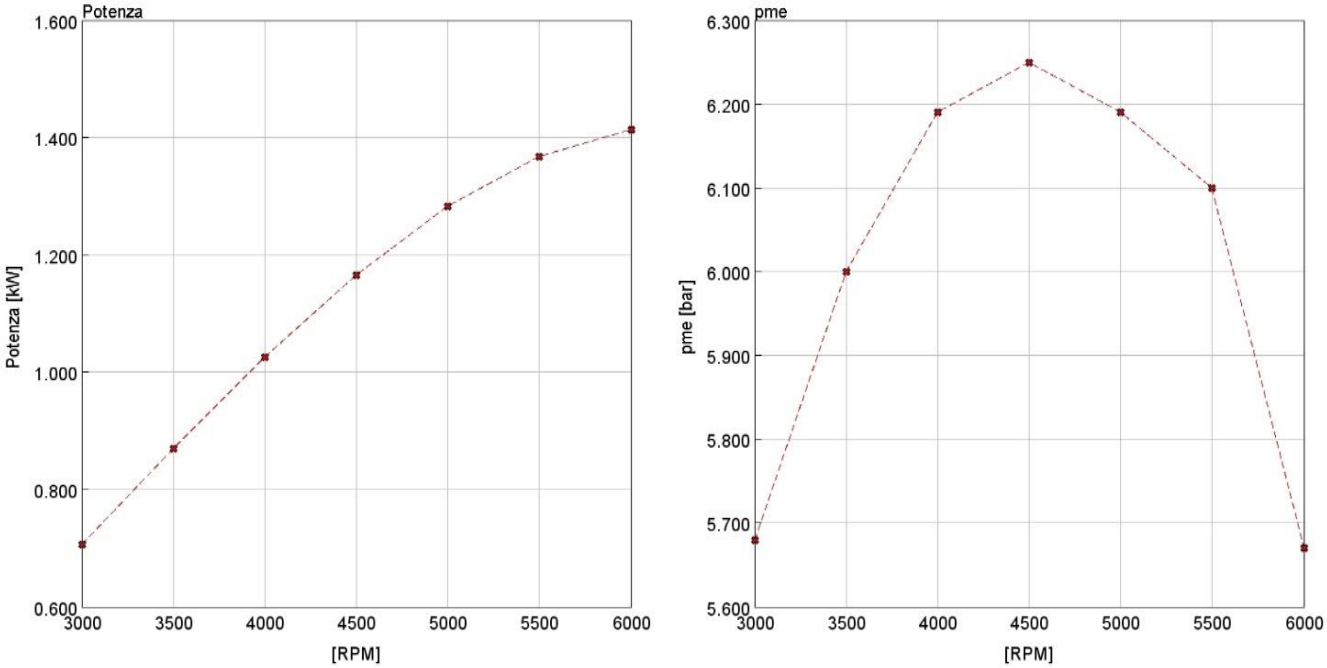

FIGURA 2-11 POTENZA (SX) E PRESSIONE MEDIA EFFETTIVA (DX) IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI.

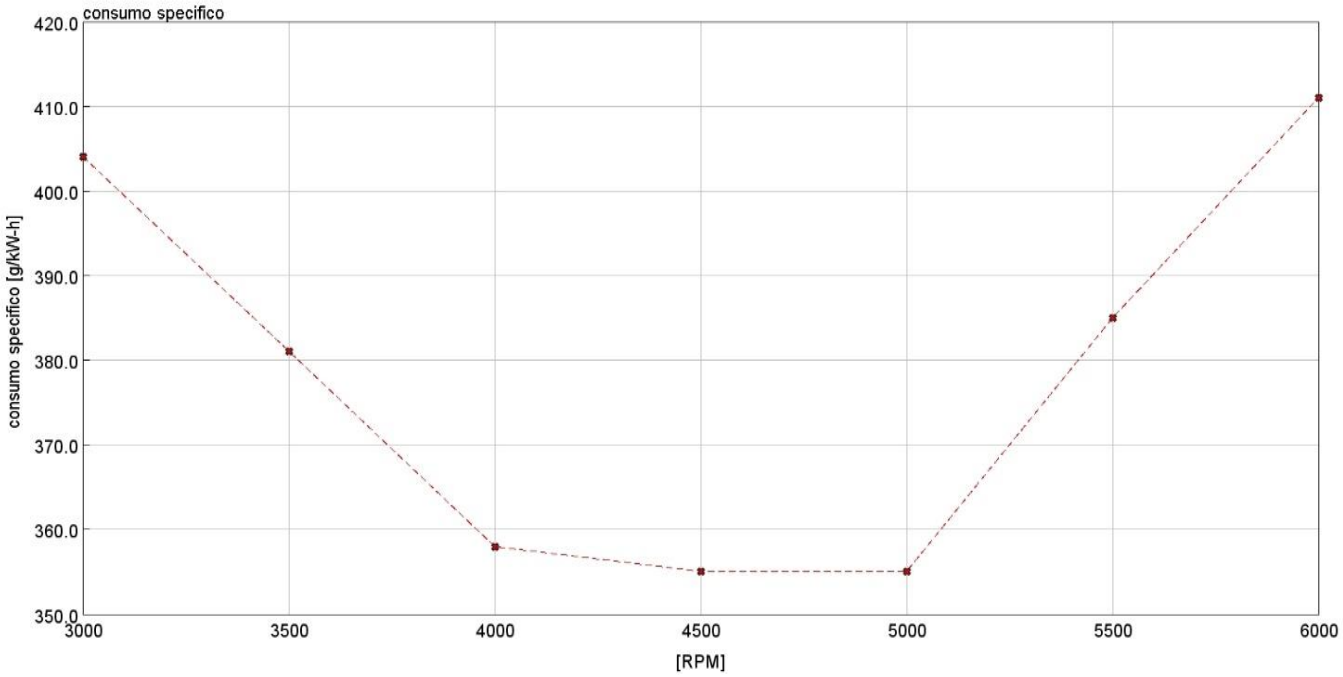

FIGURA 2-12 CONSUMO SPECIFICO IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI.

3 SIMULAZIONE FLUIDODINAMICA 1D

È necessario fornire condizioni al contorno sia termiche che meccaniche per la successiva analisi termostrutturale. Non avendo a disposizione dati riguardanti il motore originale, l'impiego di un modello 1D per poter effettuare una previsione di tali quantità è stata l'unica via percorribile. L'ambiente di simulazione scelto è quello offerto dalla Gamma Technologies, GT-SUITE. Come descritto in (5) GT-SUITE, che include la libreria di motori GT-POWER, è il principale strumento di simulazione di motori e veicoli utilizzato da produttori e fornitori di motori. È adatto per l'analisi di una vasta gamma di problemi relativi alle prestazioni di veicoli e motori. Sono supportate sia simulazioni in condizioni stazionarie che in transitorio e viene data la possibilità all'utente di modellare quasi ogni concetto avanzato. Le simulazioni permettono di modellare condotti descrivendo gli effetti che questi hanno sul fluido operante considerando anche scambi termici, fornendo in ultima analisi soluzioni basate in fluidodinamica 1D. Il software permette anche di effettuare delle analisi approfondite sui componenti del modello. Il tutto viene svolto su un ambiente che impiega un'interfaccia grafica atta a semplificare l'impiego del codice ad oggetti.

3.1 MODELLO INIZIALE

Il modello iniziale è un'approssimazione "rudimentale" del motore. Devono essere anzitutto reperiti dei dati di input da fonti esterne. All'interno dell'ambiente di simulazione viene eseguito il setup del modello impiegando parametri consigliati da (5). Questi ultimi in una seconda fase, detta di calibrazione, verranno regolati in modo da validare il modello con i dati sperimentali. Una volta che vi sia confidenza il modello può essere impiegato per analisi di tipo predittivo.

3.1.1 INPUT DEL MODELLO

I principali dati di input esterni che sono stati necessari per definire il modello "base" sono:

- **GEOMETRIE:** Riguardano condotti, camera di combustione e cinematismo biella manovella. Le prime possono essere reperite generalmente con due metodologie, tramite l'analisi di file CAD oppure sfruttando lo strumento GEM3D[11] il quale, avendo una geometria in ingresso, genera in output un modello (subassembly) 1D utilizzabile direttamente all'interno di GT-Suite. Il primo metodo è stato impiegato per modellare il condotto di aspirazione completo, quello di scarico sino al collettore di scarico primario e per la camera di combustione, dovendo quest'ultima essere impiegata anche in ambiente 3D per poter svolgere un'analisi CFD illustrata nell'Appendice A.1. GEM3D è stato

[11] GEM3D è uno degli strumenti forniti dalla Gamma Technologies all'interno del pacchetto GT-SUITE.

utilizzato per modellare realisticamente lo scarico Arrow. Un terzo metodo può essere impiegato ed è quello della misurazione diretta. Non essendo stati forniti file CAD dettagliati da Honda ed essendo di facile disassemblaggio il motore in esame, per alcuni pezzi è stato impiegato quest'ultimo approccio. In Figura 3-1 sono riassunti i concetti appena espressi.

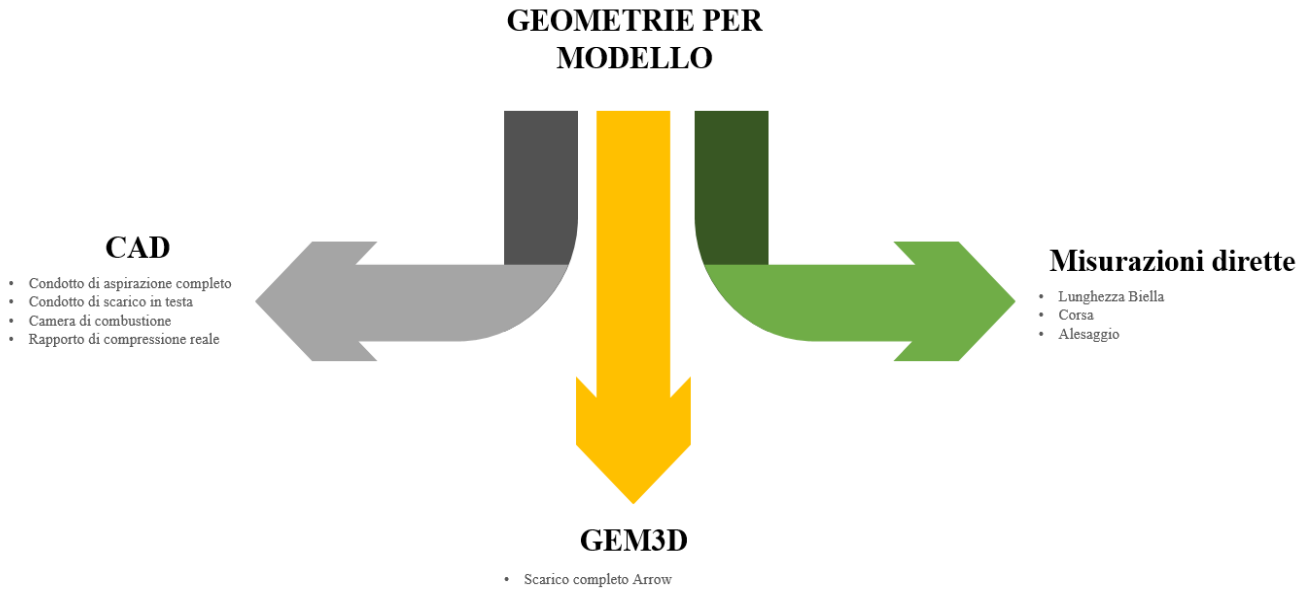

FIGURA 3-1 METODOLOGIE PER LA DEFINIZIONE DELLE GEOMETRIE DI INPUT AL MODELLO 1D

- **ALZATA VALVOLE:** La legge d'alzata e la fasatura delle valvole di aspirazione e scarico è stata presa direttamente con motore al banco e comparatore in contatto con il bicchiere valvola. Essendo questo un parametro che cambia notevolmente il risultato fornito dal modello, la procedura deve essere la più precisa possibile. Il rilevamento viene ripetuto ad intervalli regolari scanditi dalle ore di utilizzo dello specifico gruppo termico per tener conto delle variazioni sul cinematismo della distribuzione indotte dall'usura. Durante tale procedura vengono controllati anche i giochi valvola a freddo. Il risultato dei rilevamenti fatti è mostrato in Figura 3-2 dove lo zero delle ascisse è posto nel PMS di combustione.

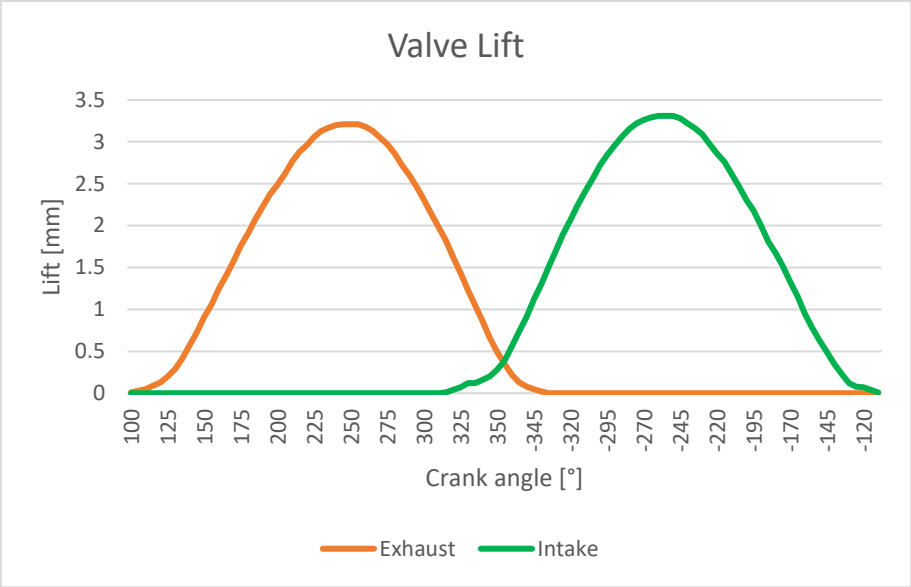

FIGURA 3-2 LEGGI DI ALZATA VALVOLE PER MOTORE HONDA GXH50 RILEVATE SPERIMENTALMENTE

- **COEFFICIENTI DI EFFLUSSO/DEFLUSSO VALVOLE:** Possono essere rilevati sperimentalmente su banco di flussaggio o per via simulativa con software CFD. Avendo optato per questa seconda metodologia, la trattazione dello studio è rimandata all'Appendice A.1. Vengono riportati in: Figura 3-3, Figura 3-4, Figura 3-5, Figura 3-6 i risultati ottenuti in funzione del rapporto L/D (alzata su diametro valvola)

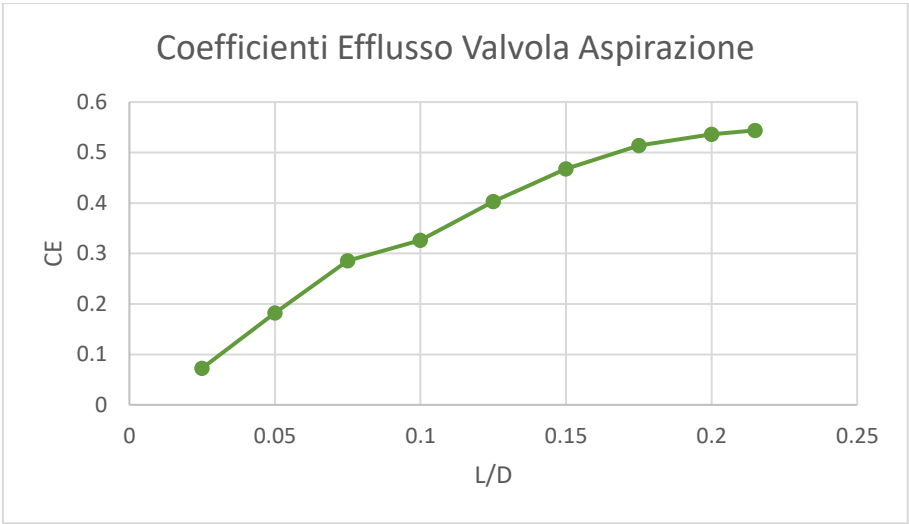

FIGURA 3-3 COEFFICIENTI DI EFFLUSSO (AREA ISENTROPICA) RISPETTO AL RAPPORTO ALZATA SU DIAMETRO VALVOLA PER VALVOLA DI ASPIRAZIONE

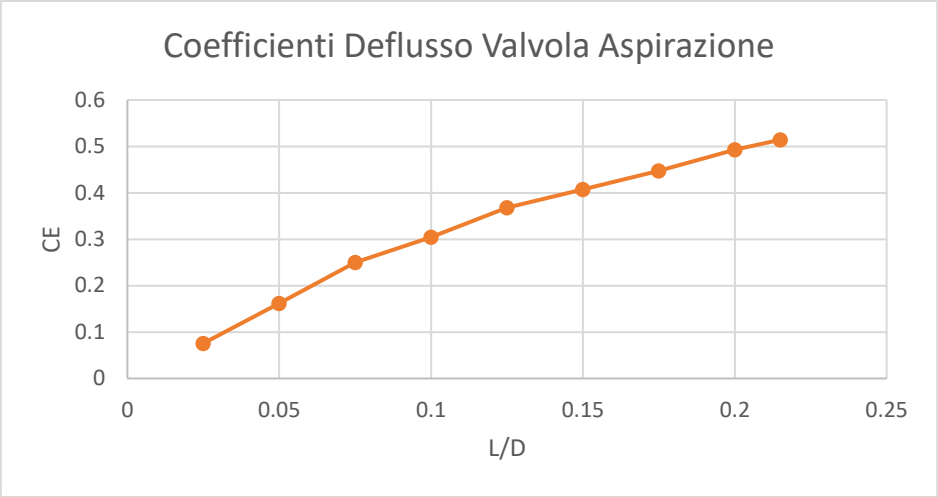

FIGURA 3-4 COEFFICIENTI DI DEFLUSSO (AREA ISENTROPICA) RISPETTO AL RAPPORTO ALZATA SU DIAMETRO VALVOLA PER VALVOLA DI ASPIRAZIONE

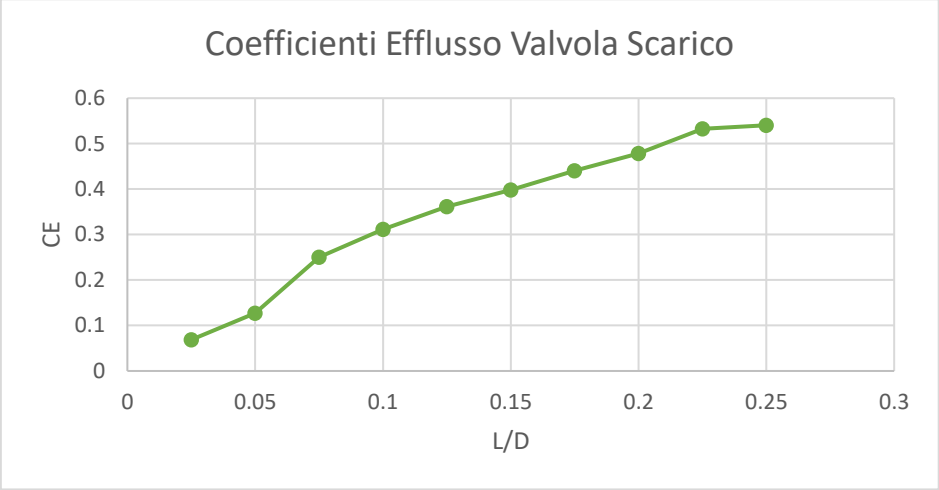

FIGURA 3-5 COEFFICIENTI DI EFFLUSSO (AREA ISENTROPICA) RISPETTO AL RAPPORTO ALZATA SU DIAMETRO VALVOLA PER VALVOLA DI SCARICO

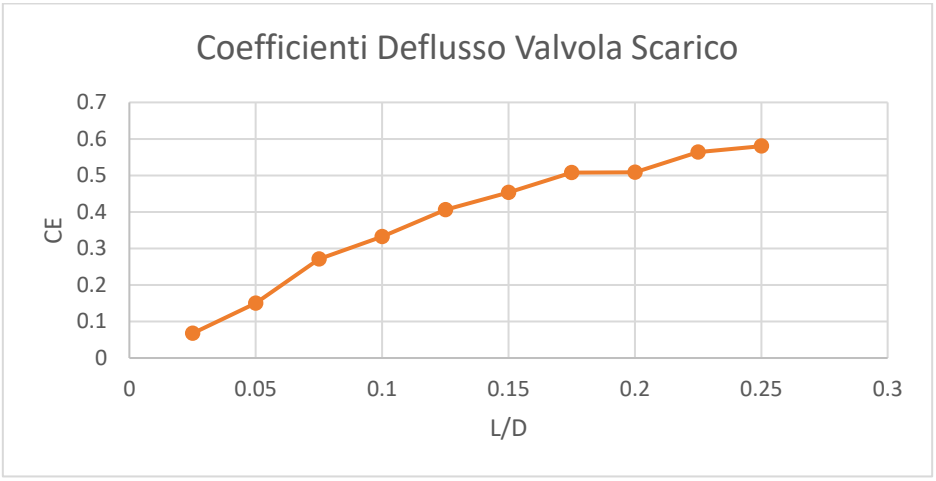

FIGURA 3-6 COEFFICIENTI DI DEFLUSSO (AREA ISENTROPICA) RISPETTO AL RAPPORTO ALZATA SU DIAMETRO VALVOLA PER VALVOLA DI SCARICO

- **COEFFICIENTI DI EFFLUSSO/DEFLUSSO VALVOLA A FARFALLA**: La valvola a farfalla, anche in condizioni di completa apertura, ostruisce la sezione a disposizione dell'aria per poter fluire all'interno del condotto di aspirazione. Per poter tener conto dell'albero attorno a cui ruota il piattello della valvola e lo spessore del piattello stesso si impiegano generalmente formule reperibili in letteratura (1). Il fatto che il modello faccia riferimento alle sole condizioni di apertura totale della valvola avrebbe consentito anche l'impiego di un orifizio dal diametro fisso, tuttavia, per maggior precisione, si è preferito ricorrere allo strumento CFD anche in questo caso. I risultati dello studio sono riportati in Figura 3-7 e Figura 3-8:

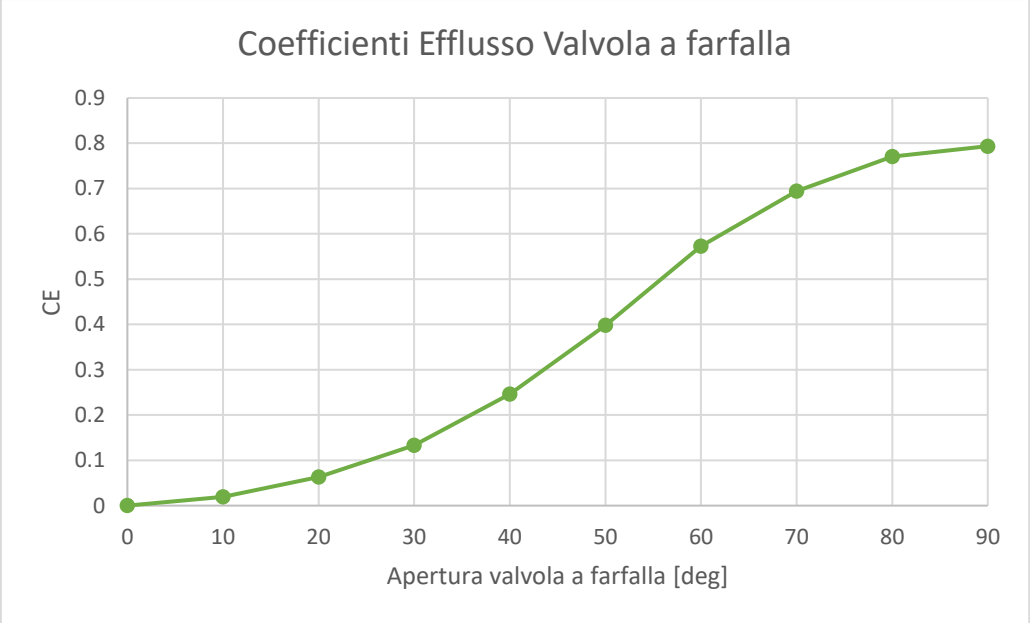

FIGURA 3-7 COEFFICIENTI DI EFFLUSSO (AREA ISENTROPICA) RISPETTO ALL'ANGOLO DI APERTURA DELLA VALVOLA A FARFALLA

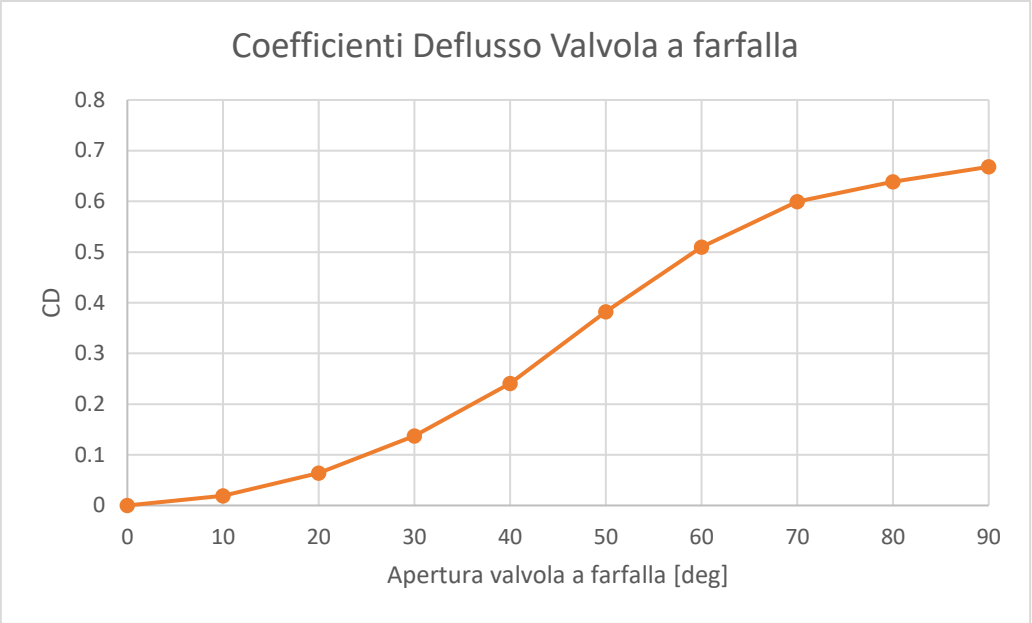

FIGURA 3-8 COEFFICIENTI DI DEFLUSSO (AREA ISENTROPICA) RISPETTO ALL'ANGOLO DI APERTURA DELLA VALVOLA A FARFALLA

- **CARATTERISTICA INIETTORE**: Non essendo disponibili dati forniti dal costruttore l'iniettore è stato caratterizzato sperimentalmente variando la pressione di iniezione e rilevando le portate di combustibile. Essendo una misura sperimentale, come fatto per le altre, è stato adottato un approccio statistico, quindi impiegati i dati medi delle dieci rilevazioni fatte (Tabella 3-1).

TABELLA 3-1 MISURAZIONI MASSE E PORTATE IN FUNZIONE DELLA PRESSIONE DI INIEZIONE PER CARATTERIZZARE L'INIETTORE

Pressione [bar]	**3.25**	**3.75**	**4.15**
Prova 1 [g]	4.6	5.298	5.678
Prova 2 [g]	5.12	5.98	5.478
Prova 3 [g]	5.035	5.479	5.619
Prova 4 [g]	4.7	5.765	5.613
Prova 5 [g]	4.75	5.603	5.698
Prova 6 [g]	5	5.477	5.363
Prova 7 [g]	4.89	5.623	5.51
Prova 8 [g]	4.755	5.53	5.69
Prova 9 [g]	4.88	5.321	5.746
Prova 10[g]	5	5.138	5.222
Media [g]	4.842	5.521	5.562
Portata [g/s]	0.484	0.552	0.556

Le prove hanno avuto una durata di dieci secondi e la caratteristica di portata in funzione della pressione di iniezione è quella presentata nel grafico di Figura 3-9.

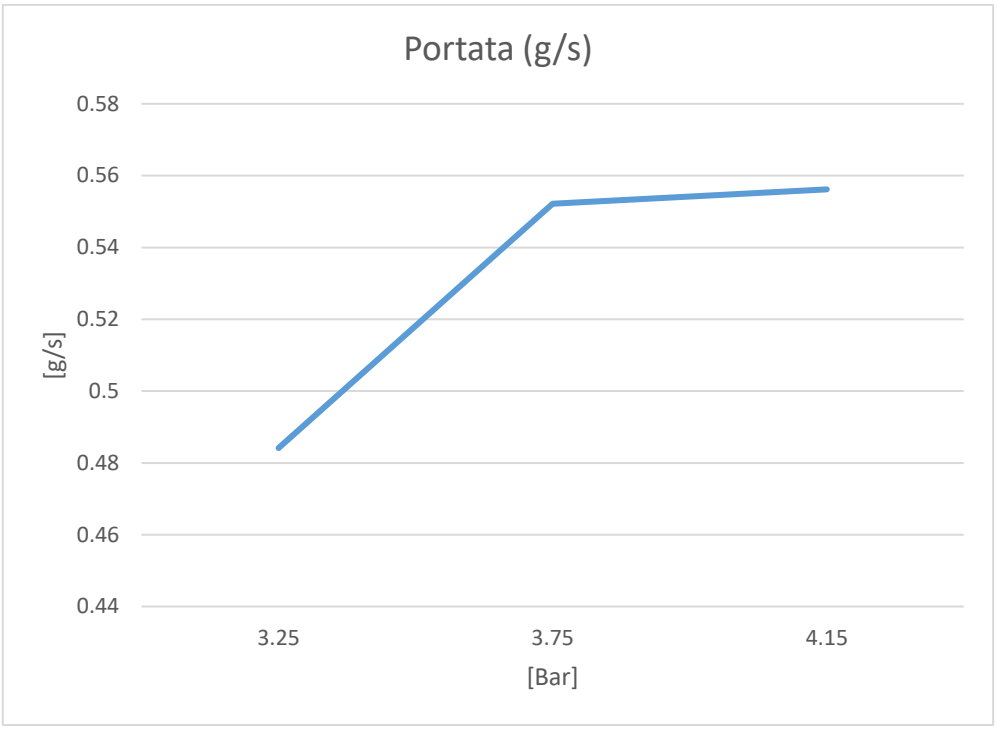

FIGURA 3-9 CARATTERISTICA DELLA PORTATA DI COMBUSTIBILE INIETTATA IN FUNZIONE DELLA PRESSIONE DI INIEZIONE

3.1.2 SETUP DEL MODELLO

In Figura 3-10 è presentato il modello, ove è possibile notare gli oggetti impiegati per modellare le geometrie dei condotti ed il modello dettagliato dello scarico. In questo paragrafo tuttavia si vanno a definire le condizioni al contorno e i parametri di setup del modello richiesti all'interno degli oggetti riquadrati in rosso. In un primo step i valori impiegati, se non rilevabili direttamente al banco, sono quelli suggeriti all'interno di (5).

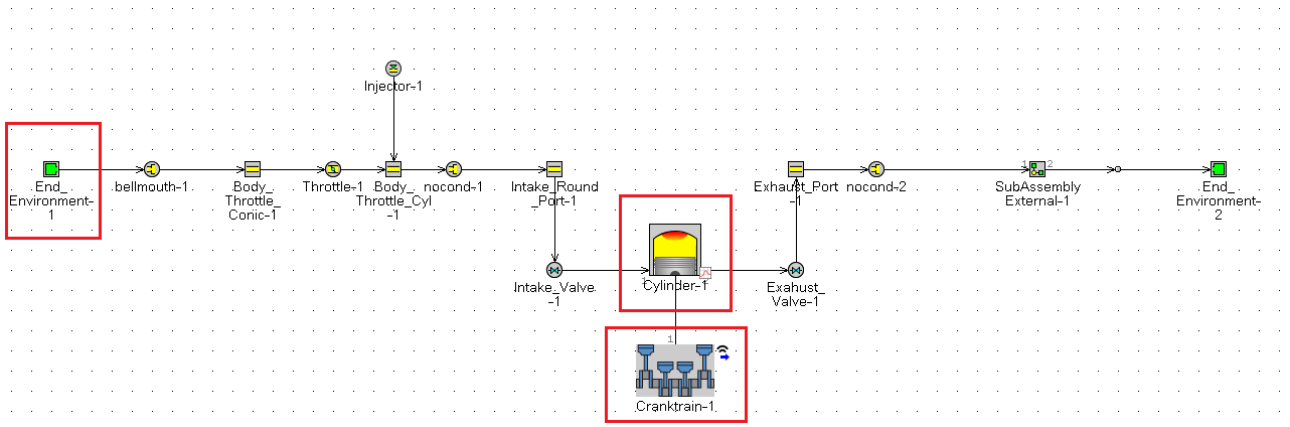

FIGURA 3-10 MODELLO COMPLETO BASE, GLI ELEMENTI RIQUADRATI SONO IMPIEGATI PER DEFINIRE LE CONDIZIONI AL CONTORNO.

- **CONDIZIONI AMBIENTE**: Vengono dichiarate sia nell'ambiente di aspirazione che in quello di scarico. Queste sono pressione, temperatura e composizione del fluido in ambiente. Il modello risulta essere particolarmente sensibile alla variazione di pressione e temperatura, soprattutto da un punto di vista di portate elaborate dal motore. Per avere delle informazioni generiche (qualitative non quantitative) si può ipotizzare condizioni standard[12]. Nella fase di validazione del modello tuttavia è richiesto il rilevamento di queste in cella motore.

- **CAMERA DI COMBUSTIONE**: E' possibile distinguere tra due tipologie di combustione rispettivamente: combustione Predittiva, ovvero un modello di combustione in grado di predire il burn rate adattandolo al variare dei parametri di input quali pressioni, temperature, dosatura e frazione di combusti residua in camera, e combustione Non Predittiva, la quale impone un dato profilo di burn rate, prescindendo dalla variazione dei parametri di input sopracitati. Come riportato in (5) il modello di più largo impiego all'interno del software è di tipo a due zone, intendendosi una divisione del volume della camera di combustione in due differenti sottovolumi, all'interno dei quali si possono trovare, da un lato la miscela aria benzina in procinto di bruciare e dall'altro i gas combusti. Le due zone così definite vengono chiamate zona dei combusti e degli incombusti. Durante l'esecuzione del modello, ad ogni step una quantità, definita dal burn rate, di miscela aria benzina viene trasferita da una zona all'altra. Questa dinamica prevede che quando la quantità di combustibile e la relativa aria comburente attraversano il fronte di fiamma che separa le due zone, viene svolto un calcolo di equilibrio chimico per tutta la zona incombusta. L'equilibrio è ottenuto considerando tutti gli atomi presenti nella zona dei combusti e da questi le relative specie associate ai prodotti della combustione. Viene inoltre specificato che la temperatura ha un forte effetto sull'equilibrio chimico mentre la pressione comporta effetti meno marcati. Ottenuta la nuova composizione della zona dei combusti, il software calcola l'energia interna associata ad ogni specie andando a definire, in senso più esteso,

[12] Pressione ambiente: 1 bar
Temperatura ambiente: 25°C

l'energia dell'intera zona. Dal principio di conservazione dell'energia, pressione e temperatura delle due zone sono calcolate. Per motori ad iniezione indiretta, le leggi che regolano il bilancio energetico risolto ad ogni step temporale sono le seguenti:

Per la zona incombusti si ha:

EQUAZIONE 3-1

$$\frac{d(m_u e_u)}{dt} = -p\frac{dV_u}{dt} - Q_u + \left(\frac{dm_f}{dt}h_f + \frac{dm_a}{dt}h_a\right)$$

Con:

m_u = massa zona incombusti

m_f = massa combustibile

m_a = massa aria

e_u = energia zona incombusti

p = pressione cilindro

V_u = volume zona incombusti

Q_u = Velocità trasferimento calore

h_f = entalpia massa combustibile

h_a = entalpia massa aria

Mentre per la zona dei combusti si ha:

EQUAZIONE 3-2

$$\frac{d(m_b e_b)}{dt} = -p\frac{dV_b}{dt} - Q_b + \left(\frac{dm_f}{dt}h_f + \frac{dm_a}{dt}h_a\right)$$

Ove il pedice b indica i valori riferiti alla zona dei combusti.

Uno dei modi per approssimare la forma del burn rate reale impiegato da GT-Suite è l'impiego della funzione di Wiebe che viene definita univocamente qualora siano forniti i seguenti dati di input:

AA= Angolo di ancoraggio (50)

D= Durata (10-90)

E= Esponente di Wiebe

Di seguito invece si riportano le costanti che conducono alla descrizione della formula di Wiebe stessa così come presentata da (5):

EQUAZIONE 3-3

$$BMC = -ln(1 - BM)$$

EQUAZIONE 3-4

$$BSC = -\ln(1 - BS)$$

EQUAZIONE 3-5

$$BEC = -\ln(1 - BE)$$

EQUAZIONE 3-6

$$WC = \left[\frac{D}{BEC^{\frac{1}{(E+1)}} - BSC^{\frac{1}{(E+1)}}}\right]^{-(E-1)}$$

EQUAZIONE 3-7

$$SOC = AA - \frac{(D)(BMC)^{\frac{1}{(E+1)}}}{BEC^{\frac{1}{(E+1)}} - BSC^{\frac{1}{(E+1)}}}$$

Con (tra parentesi sono stati riportati i valori comunemente usati):

CE= Frazione di combustibile bruciata

BM= Percentuale di combustibile bruciata all'angolo di ancoraggio (50%)

BS= Percentuale di combustibile bruciata all'avvio della combustione (10%)

BE= Percentuale di combustibile bruciata al termine della combustione (90%)

BMC= Costante del punto medio di combustione

BSC= Costante dell'inizio di combustione

BEC= Costante della fine di combustione

WC= Costante di Wiebe

SOC= Inizio di combustione

E quindi finalmente la funzione che relaziona l'evoluzione della combustione all'angolo di manovella:

EQUAZIONE 3-8

$$Combustione(\theta) = (CE)\left[1 - e^{-(WC)(\theta - SOC)^{(E+1)}}\right]$$

Sono quindi stati scelti valori standard (Tabella 3-2) per poter imporre un profilo di combustione ottimale uguale a tutti i regimi, da poter poi calibrare nelle fasi di raffinatura del modello.

TABELLA 3-2 PARAMETRI DI INPUT PER LA FUNZIONE WIEBE PER COMBUSTIONE STANDARD

PARAMETRO	VALORE
AA (Angolo di ancoraggio)	8°
D (Durata combustione)	30°
E (Esponente di Wiebe)	2

Oltre alla combustione anche lo scambio termico tra gas e pareti della camera di combustione ha un ruolo fondamentale per la corretta modellazione del processo. In questo senso il software offre una vasta gamma di possibilità. Generalmente viene impiegato il modello di Woschni corretto dalla Gamma Technologies (WoschniGT) nel quale è necessario specificare un moltiplicatore di convezione ed i dati provenienti dal CAD della camera stessa. Le temperature della camera di combustione possono essere imposte o calcolate direttamente dal software, aumentando tuttavia di molto il potere computazionale richiesto. Non avendo a disposizione strumentazione che permettesse il rilevamento diretto, i valori di primo tentativo imposti sono quelli consigliati in (5) e visibili in Tabella 3-3:

TABELLA 3-3 TEMPERATURE DI PARETE DELLA CAMERA DI COMBUSTIONE DI PRIMO TENTATIVO

MACROZONA CAMERA DI COMBUSTIONE	TEMPERATURA DI PARETE [K]
TESTATA	550
PISTONE	550
CILINDRO	450

Infine le condizioni di inizializzazione del cilindro sono poste identiche a quelle dell'ambiente esterno.

- **INERZIE ED ATTRITI**: All'interno dell'oggetto denominato "Cranktrain", oltre alle geometrie relative al cinematismo biella-manovella, è richiesta la definizione di un modello di perdita organica. Qualora non si abbiano a disposizione dati provenienti da prove al banco di ciclo trascinato è possibile impiegare una funzione di Chen-Flynn. Dapprima è stata impiegato questo secondo approccio ed il valore dei fattori ed esponenti necessari alla definizione univoca della funzione sono quelli consigliati da (5). In un secondo momento è stato imposto un modello andando a reperire dati al banco che sono stati prima corretti secondo approccio statistico. E' stato inserito anche il valore di Inerzia equivalente

delle masse rotanti, pari a 1800 kg/mm^2, nota dallo studio precedentemente svolto per il dimensionamento del volano.

- **TEMPERATURE DI PARETE DEI CONDOTTI**: Il rilevamento prevede l'istallazione di termocoppie all'interno dei condotti. Non essendo a disposizione tale strumentazione sono state fatte delle ipotesi che tenessero conto del tipo di raffreddamento del motore in esame e del materiale impiegato per la realizzazione dei condotti. Va precisato tuttavia che non in tutti i condotti la temperatura è stata imposta rigidamente, infatti negli elementi che compongono il condotto di aspirazione fuori dalla testata è stato attivato un risolutore termico. Le condizioni al contorno che permettono l'impiego di tale strumento riguardano la dichiarazione delle temperature dell'ambiente esterno e le proprietà termiche del materiale che compone il condotto stesso.

3.2 VALIDAZIONE DEL MODELLO

Il modello deve a questo punto essere validato ovvero i risultati predetti devono approssimare, entro certi limiti, i valori rilevati con il banco prova sperimentale. Un primo confronto può riguardare la respirazione del motore. La portata d'aria aspirata ed il rendimento volumetrico di ciclo simulato e misurato devono coincidere quanto più possibile. Queste tuttavia risultano essere misure derivate dalla misurazione di parametri primari quali volume di combustibile impiegato nella prova, temperature e pressioni ambiente. Un parametro di validazione diretto risulta essere invece la coppia rilevata dal torsiometro.

3.2.1 CALIBRAZIONE PORTATE D'ARIA

I risultati derivanti dall'esecuzione del modello (presentato nel precedente paragrafo) per quanto riguarda le portate d'aria sono visibili in Figura 3-11.

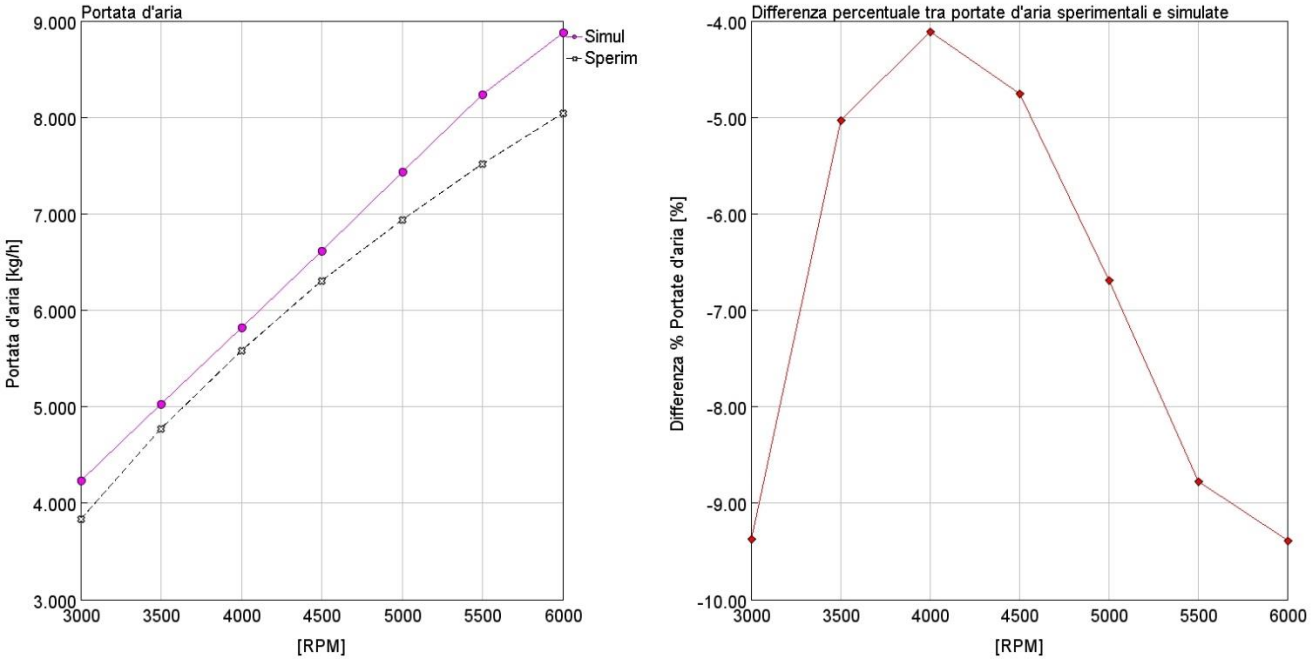

FIGURA 3-11 PORTATE D'ARIA SPERIMENTALE E SIMULATA (SX) E DIFFERENZA PERCENTUALE TRA LE DUE (DX)

Le differenze devono essere inferiori al 5%. È stato quindi necessario un intervento di calibrazione. I grafici di Figura 3-11 infatti mostrano come il modello tenda a sovrastimare la portata d'aria elaborata in tutto il range di regimi. Un primo step correttivo riguarda l'impiego di condizioni ambiente più aderenti a quelle che si hanno durante lo svolgimento delle prove. Il loro effetto è molto marcato se si osserva l'andamento del coefficiente di riempimento in Figura 3-12. Le condizioni ambiente influenzano sia le portate d'aria reali, ovvero il numeratore del coefficiente di riempimento, che le portate d'aria teoriche, ossia il denominatore.

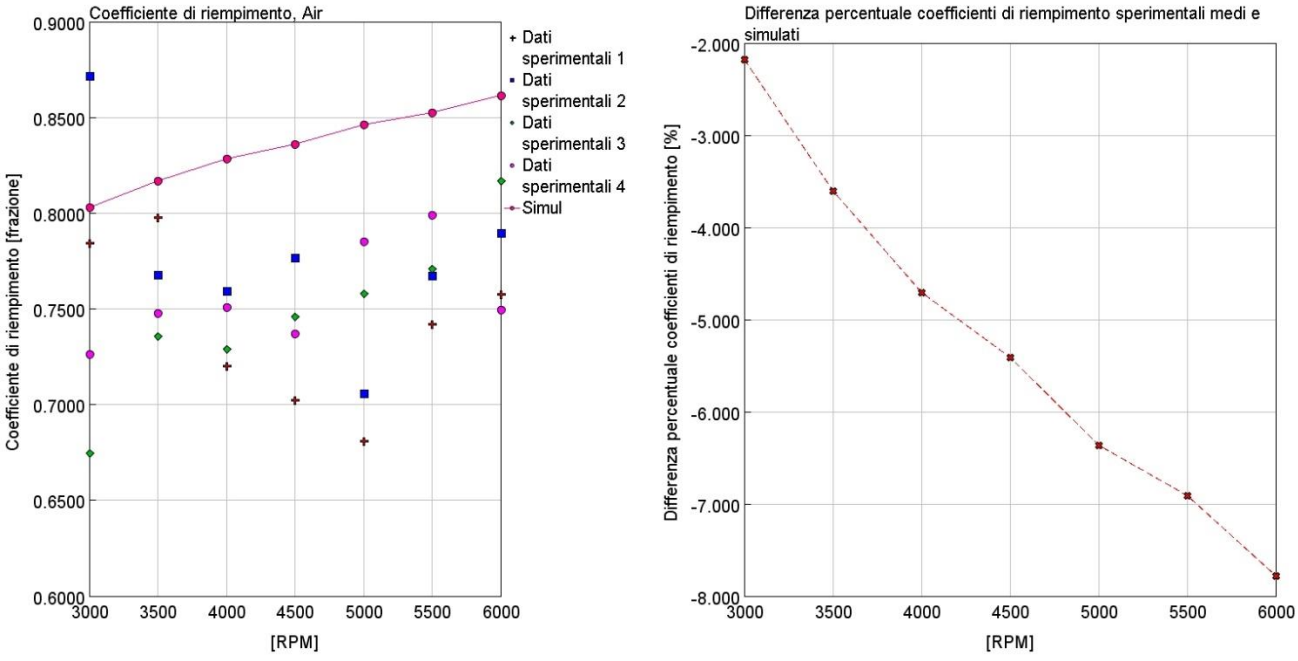

FIGURA 3-12 COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO SIMULATO (SX) E SPERIMENTALE E DIFFERENZA PERCENTUALE (DX)

Questo parametro, infatti, relaziona la portata d'aria effettivamente elaborata dal motore a quella che teoricamente riempirebbe il volume del cilindro in condizioni di pressione e temperatura dell'ambiente di aspirazione. Dal grafico di Figura 3-12 si può anche notare l'elevata oscillazione dei valori derivanti dall'elaborazione dei dati rilevati al banco prova, il che rende difficile il suo impiego come parametro di calibrazione. Dopo aver corretto le temperature e le pressioni ambiente (impiegando i valori esposti nel Capitolo 0) l'attenzione si è spostata sulla corretta modellazione degli scambi termici e delle perdite di pressione. All'interno dei condotti sono stati impiegati dei moltiplicatori di scambio termico e riduttori di sezione del condotto stesso basandosi su differenti aspetti:

- **SUPERFICIE EFFETTIVA DI SCAMBIO TERMICO E TURBOLENZE**: I condotti sono stati modellati con geometrie semplificative, ad eccezione dello scarico Arrow. Questo comporta che l'area di scambio termico al loro interno sia notevolmente ridotta in prima analisi. Va considerato che anche i piattelli valvola e gli steli costituiscono un'ulteriore superficie di scambio termico. Questi si trovano inoltre a temperature maggiori rispetto ai condotti, riuscendo a dissipare il calore raccolto dalle zone a diretto contatto con la camera di combustione solo attraverso le sedi e le guide per gli steli. Per quanto riguarda le turbolenze nei condotti di testa l'analisi CFD ha mostrato come esse siano elevate. Ciò comporta un ulteriore incremento degli scambi termici tra pareti e fluido. Per tenere conto di questi effetti lo stesso (5) suggerisce di incrementare il moltiplicatore di scambio termico sino ad un massimo di 2.
- **PERDITE DI CARICO CONCENTRATE**: Durante l'analisi CFD è stato possibile rilevare l'effetto della geometria dei condotti in testa. Tuttavia il condotto di aspirazione interpone un elemento tra il corpo farfallato e la testata stessa. Il condotto in testa infatti ha sezione rettangolare mentre il corpo farfallato sezione cilindrica. Per modellare la perdita di carico data dal diametro idraulico reale del distanziale e ulteriori perdite per effetti tridimensionali in (5) viene consigliato di utilizzare lo strumento di ottimizzazione implementato direttamente all'interno del software. Anzitutto è stata fornita una funzione che valutasse l'errore tra portate d'aria simulate e sperimentali, normalizzate rispetto quest'ultima. La normalizzazione è necessaria altrimenti gli errori a regimi elevati, ove maggiori portate sono aspirate, avrebbero un peso maggiore rispetto a quelli relativi ai regimi inferiori. Le funzioni obiettivo impiegabili per valutare l'errore possono essere le più disparate. È stato poi definito il diametro dell'orifizio interposto tra il condotto in testa ed il corpo farfallato come parametro di ottimizzazione ed altri fattori quali dimensione della popolazione e numero di generazioni, secondo come suggerito in (5), completando gli input necessari per lo svolgimento dell'ottimizzazione. Una volta terminata è stato proposto un diametro di 8,5 mm rispetto ai 14 mm iniziali.

I valori dei parametri variati durante il primo intervento di calibrazione sono riassunti nella

Tabella 3-4

TABELLA 3-4 VARIAZIONE PARAMETRI DI CALIBRAZIONE PER FITTING PORTATE D'ARIA ELABORATE

Parametro di calibrazione	Modello iniziale	Post-Calibrazione
Temperatura Ambiente	20°C	17°C
Pressione Ambiente	1 bar	0.97 bar
Heat Transfer Multiplier	1	1.4
Diametro orifizio	14 mm	8.5 mm

In un processo di calibrazione il valore finale del parametro deve essere generalmente costante in tutto il range di regimi di simulazione. I risultati ottenuti per quanto concerne le portate d'aria sono riportati Figura 3-13

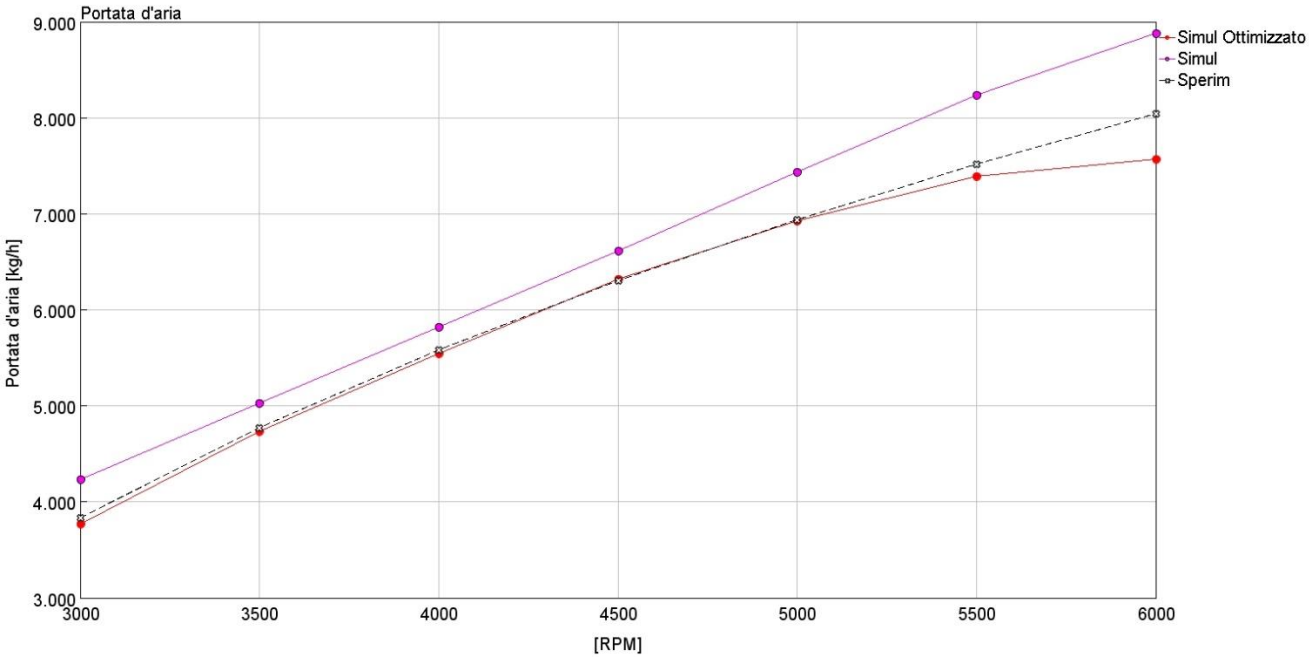

FIGURA 3-13 CONFRONTO TRA PORTATE D'ARIA SPERIMENTALI E SIMULATE DA MODELLO INIZIALE E MODELLO OTTIMIZZATO

Oltre all'avvicinamento ai valori statistici delle rilevazioni sperimentali al banco si nota un'inflessione della retta a bassi regimi ed una ad alti regimi. A basso numero di giri l'influenza maggiore è quella degli scambi termici incrementati. Il coefficiente di scambio termico infatti è legato alla velocità da un esponente che oscilla tra 0.7 e 0.8 mentre al reciproco del tempo da un esponente unitario. In altre parole lo scambio termico è maggiormente influenzato dal tempo a disposizione, maggiore nel caso di bassi regimi, che non dalla velocità del fluido che lambisce le pareti interne dei condotti. Viceversa le perdite per cadute di pressione hanno un effetto marcato ai regimi più alti, pertanto l'inflessione che si rileva dai 5000 sino ai 6000 RPM è indotto dalla presenza della strizione tra testata e corpo farfallato.

3.2.2 CALIBRAZIONE DELLA COMBUSTIONE

Sono numerosi i metodi per implementare una combustione non predittiva offerti dal software ed il primo presentato in (5) risulta essere l'oggetto "EngCylCombProfile". Viene inoltre specificato come questo possa essere di particolare efficacia qualora, come nel caso oggetto di questa tesi, si abbiano a disposizione le pressioni in camera. L'oggetto infatti viene automaticamente generato dal software come output di quella che viene definita una reverse-run riferendosi al fatto che c'è un'inversione tra gli input e gli output di una simulazione standard. L'Equazione 3-1 e l'Equazione 3-2 sono alla base di entrambe le simulazioni. All'interno di GT-Suite possono essere effettuate reverse-run impiegando due differenti metodologie, che differiscono principalmente in base agli input che si posseggono da rilevazioni fatte al banco sul motore reale. Il primo metodo definito come calcolo stand-alone, denominato CPOA (Closed Volume Analysis Pressure), può far perno sui soli rilevamenti di pressione effettuati in camera su un singolo ciclo o su una media ottenuta da molti cicli, su alcuni parametri medi base quali, ad esempio, l'efficienza volumetrica e chiaramente sulla geometria del cilindro. Il modello comprensivo dei due componenti EngCylinder ed EngCrankTrain prescinde dalla definizione di ulteriori oggetti quali valvole e condotti. All'interno del modello infatti vengono definite sia massa d'aria che quella di combustibile presenti alla chiusura della valvola di aspirazione, oltre che temperature di parete e modello di trasferimento calore. Facendo compiere al software la reverse-run questo va ad eseguire un primo ciclo durante il quale effettua un calcolo abbastanza grezzo del burn rate facendo alcune assunzioni riguardo il modello di trasmissione di calore (Woschni). Il burn rate in uscita dal primo ciclo è impiegato in una simulazione forward-run, andando ad allocare i dati relativi alla velocità di trasferimento del calore reale. Viene quindi fatto un calcolo del burn rate finale per mezzo del reale trasferimento di calore derivante dalla simulazione precedente e tutti i risultati vengono memorizzati. Infine il burn rate viene impiegato in una forward-run in modo da poter confrontare ciclo simulato e misurato. Risulta chiaro come questo approccio veda nella sua semplicità il principale vantaggio anche se alcuni parametri di input devono essere ipotizzati in quanto impossibili da rilevare al banco (ad esempio il coefficiente di intrappolamento del cilindro e la frazione dei residui all'inizio dell'intervallo in termini di angolo di manovella del caso in esame).

Il secondo metodo impiegato invece prescinde la conoscenza o l'ipotesi dei parametri appena esposti in quanto la misurazione delle pressioni all'interno dei condotti di aspirazione e scarico permette al software di ricavarli autonomamente. Il fatto che si faccia uso di pressioni misurate in 3 punti distinti del motore origina il nome dell'analisi TPA (Three Pressure Analysis). Il modello deve essere reso più complesso rispetto al precedente, dovendo aggiungere valvole, geometrie dei condotti sino ai sensori ed iniettore. La metodologia impiegata dal software effettua, come visto in precedenza, un ciclo con un burn rate non derivante dall'analisi di pressione. Successivamente le forward-run, arrestando la simulazione all'inizio di ogni ciclo, calcoleranno i burn rate apparenti usando le condizioni di intrappolamento all'interno del cilindro in quel punto che tipicamente risulta corrispondere alla chiusura della valvola di aspirazione. Le informazioni relative al profilo di iniezione e del trasferimento di calore vengono prese dai cicli precedenti. La simulazione in forward-run viene a questo punto continuata con l'imposizione dell'apparent burn rate calcolato al passo precedente. Chiaramente entrambi i

metodi impiegano iterativamente i processi esposti sino al raggiungimento della convergenza. Non necessariamente si deve impiegare l'oggetto in output da entrambe le metodologie esposte, che si ricorda essere l'"EngCombProfile". Infatti il modo per approssimare la forma del burn rate reale impiegato da GT-Suite è l'impiego della funzione di Wiebe, che può essere definita attraverso i tre parametri di Tabella 3-2.

Three Pressure Analysis (TPA)

Sono state rilevate le pressioni al banco per poter estrapolare i parametri di combustione facendo uso dei sensori di pressione dinamici posti in aspirazione e scarico, oltre a quello della candela, presentato nel capitolo del Setup sperimentale. Il modello impiegato è mostrato in Figura 3-14 e differisce rispetto a quello mostrato in precedenza (Figura 3-10) per gli oggetti riquadrati in rosso e di seguito descritti:

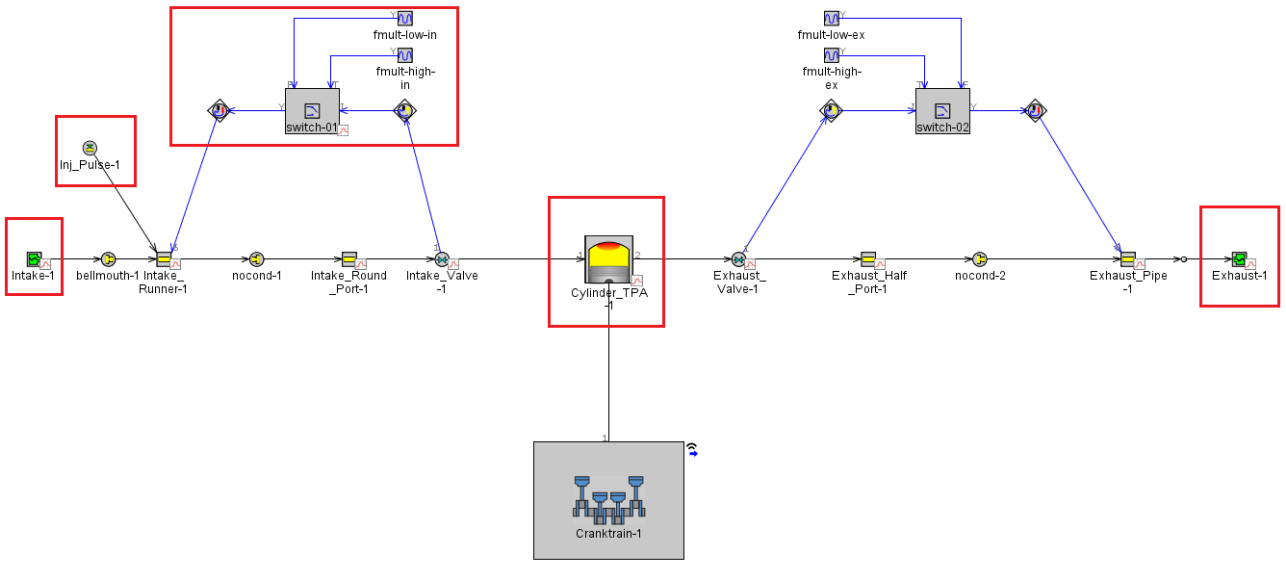

FIGURA 3-14 MODELLO PER ANALISI TPA

- **AMBIENTI DI ASPIRAZIONE E SCARICO:** Questi sono posti esattamente in corrispondenza della locazione dei sensori nella situazione reale. Ciò comporta che i condotti di aspirazione e scarico debbano essere modellati solo sino a tale posizione. All'interno degli oggetti in questione devono essere importati i profili di pressione in funzione dell'angolo di manovella, rilevati dai sensori di aspirazione e scarico al banco. Ulteriori parametri di input sono le pressioni e le temperature medie negli ambienti di ingresso ed uscita.

- **INIETTORE:** Il modello di iniettore precedentemente utilizzato richiedeva la dichiarazione della portata caratteristica dell'iniettore e del rapporto aria combustibile impiegato. Per questo tipo di analisi (5) suggerisce l'impiego di un differente oggetto, nel quale siano specificati due tra i tre parametri

definibili (il terzo è ricavato automaticamente dagli altri due dal software) che sono rispettivamente: portata caratteristica dell'iniettore, tempi d'iniezione e massa iniettata. Direttamente da centralina è stato possibile ricavare il tempo di iniezione in funzione della velocità di rotazione del motore. Nasce comunque un'incertezza tra le tempistiche reali e quelle di centralina dal momento che esiste una latenza tra l'invio del comando e l'effettiva esecuzione dello stesso.

- **FILTRI SU CONDOTTI DI ASPIRAZIONE E SCARICO:** Negli intervalli di tempo in cui le valvole restano chiuse possono generarsi oscillazioni spurie di pressione all'interno dei condotti causate dalle riflessioni. I filtri si attivano quando le relative valvole vengono chiuse e vanno ad incrementare il moltiplicatore di attrito all'interno del condotto adiacente all'ambiente esterno in cui è stato imposto il profilo di pressione del relativo sensore. L'effetto è quello di far avvicinare il più possibile il comportamento della pressione effettiva all'interno del condotto a quello della pressione misurata.

- **CAMERA DI COMBUSTIONE:** Deve essere attivata la modalità di analisi in pressione TPA e fornito il profilo di pressioni rilevato dalla candela sensorizzata.

Nella Figura 3-15 è possibile osservare sul piano che lega pressione e volume in scala logaritmiche il risultato della prima esecuzione del modello nel regime ipotizzato essere di maggior interesse per l'analisi termostrutturale (5500 RPM WOT).

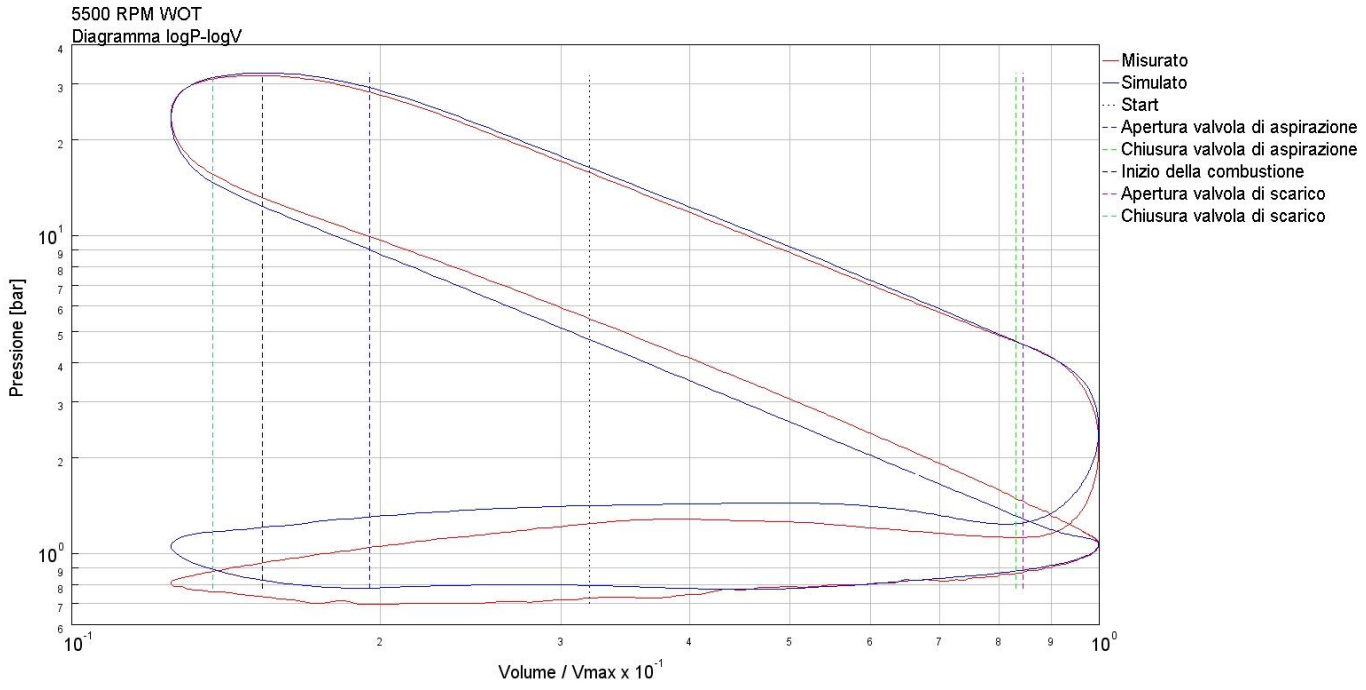

FIGURA 3-15 CONFRONTO FRA CICLO DERIVANTE DA ANALISI TPA DI PRIMO TENTATIVO E CICLO MISURATO SU DIAGRAMMA LOGP-LOGV (5500RPM WOT)

Tra le maggiori problematiche riscontrate vi sono il ciclo di pompaggio, la fase di compressione e, in casistiche riguardanti regimi differenti, anche di espansione. Per andare a correggere i risultati sono stati effettuati diversi interventi:

- **ENCODER ERROR**: Nel manuale (5) viene mostrato come una errata correlazione tra le pressioni misurate in camera e l'angolo di manovella alle quali esse si verificano possa condurre ad errori consistenti. Una prima ipotesi fatta riguardo la causa di questa traslazione ha riguardato quello che viene definito thermodinamic loss angle. Come definito in (6) questo risulta essere un offset angolare tra il massimo della pressione misurata durante la prova in ciclo trascinato e il PMS meccanico del motore. L' effetto è indotto dallo scambio termico con le pareti e dalla presenza di fughe. Per poter rilevare sperimentalmente il valore di tale traslazione sono stati indotte delle mancate accensioni a motore portato precedentemente a regime termico. La prova è stata condotta in tutti i punti motore di interesse rivelando un valore del parametro variabile in ragione di questi. È stato dunque scelto il valore medio di -2.6° rispetto al PMS di combustione.

- **SCAMBI TERMICI**: Il ciclo simulato scambia meno calore con le pareti della camera di combustione, soprattutto nella prima fase dell'espansione. Tale comportamento è associabile ad un errato modello di trasferimento di calore in camera. La calibrazione successiva ha quindi mirato alla variazione del moltiplicatore di scambio convettivo impiegato dal modello di WoschniGT.

- **CALIBRAZIONE SENSORI**: Spostando l'attenzione al ciclo di pompaggio che estende la sua influenza anche alla fase di compressione è stata supposta un'errata taratura dei sensori di pressione. Per poter verificare tale ipotesi sono state studiate le portate d'aria elaborate, che vengono mostrate in Figura 3-16

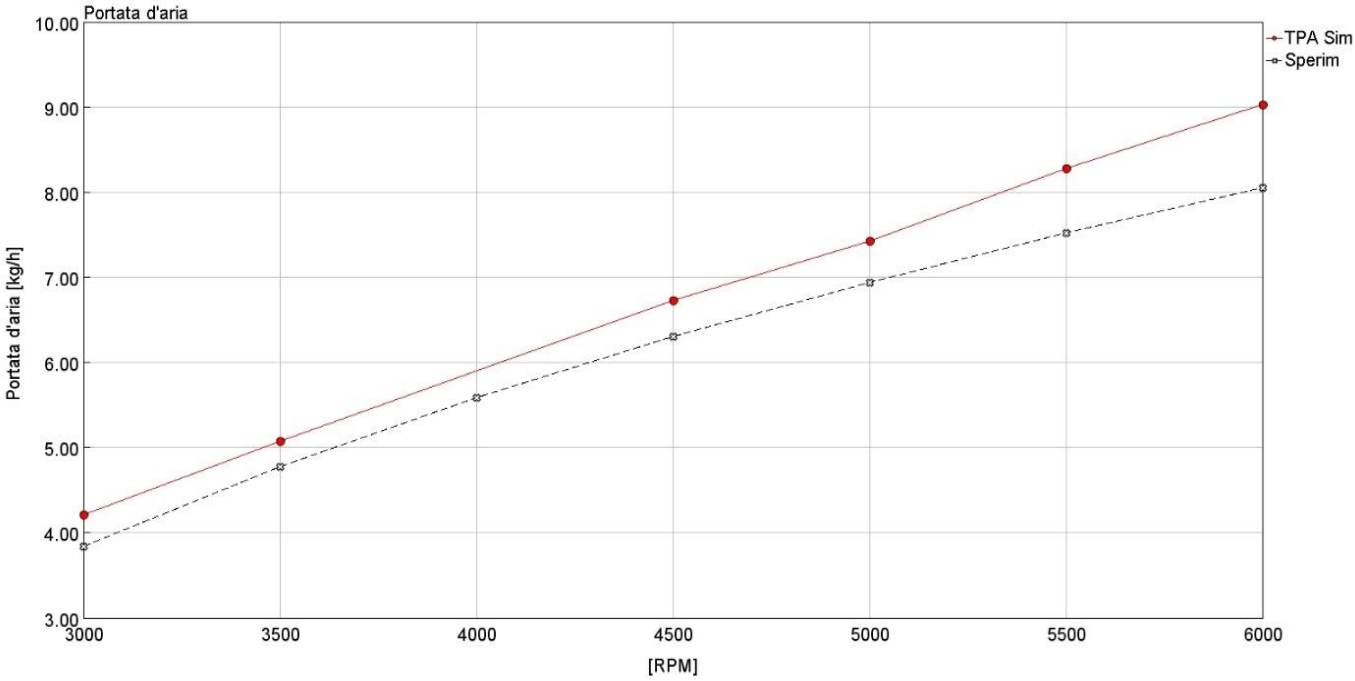

FIGURA 3-16 CONFRONTO PORTATE D'ARIA MISURATA E SIMULATA DA ANALISI TPA

Nel manuale (5) viene esplicitamente mostrato come errori del legame tra ingresso ed uscita nei sensori di pressione dell'ordine di 0.1 bar possano generare scostamenti importanti, i quali vengono ulteriormente amplificati nella fase di pompaggio se si impiega una rappresentazione logaritmica. Dopo aver introdotto un parametro correttivo che abbassasse il valore delle pressioni nello scarico e nell'aspirazione di 0.15 bar è stato ottenuto un miglioramento sostanziale nella previsione delle portate d'aria elaborate.

Mentre le prime correzioni sono state condotte facendo opportune ipotesi per poter variare i parametri di calibrazione, non è stato possibile quantificare l'errore di taratura dei sensori di pressione di aspirazione e scarico, effettuata dagli stessi membri del team, ma solo la sua esistenza. I risultati derivanti dall'applicazione delle modifiche sopra descritte sono presentati in Figura 3-17 sempre per il punto motore di 5500 RPM e valvola farfalla completamente aperta.

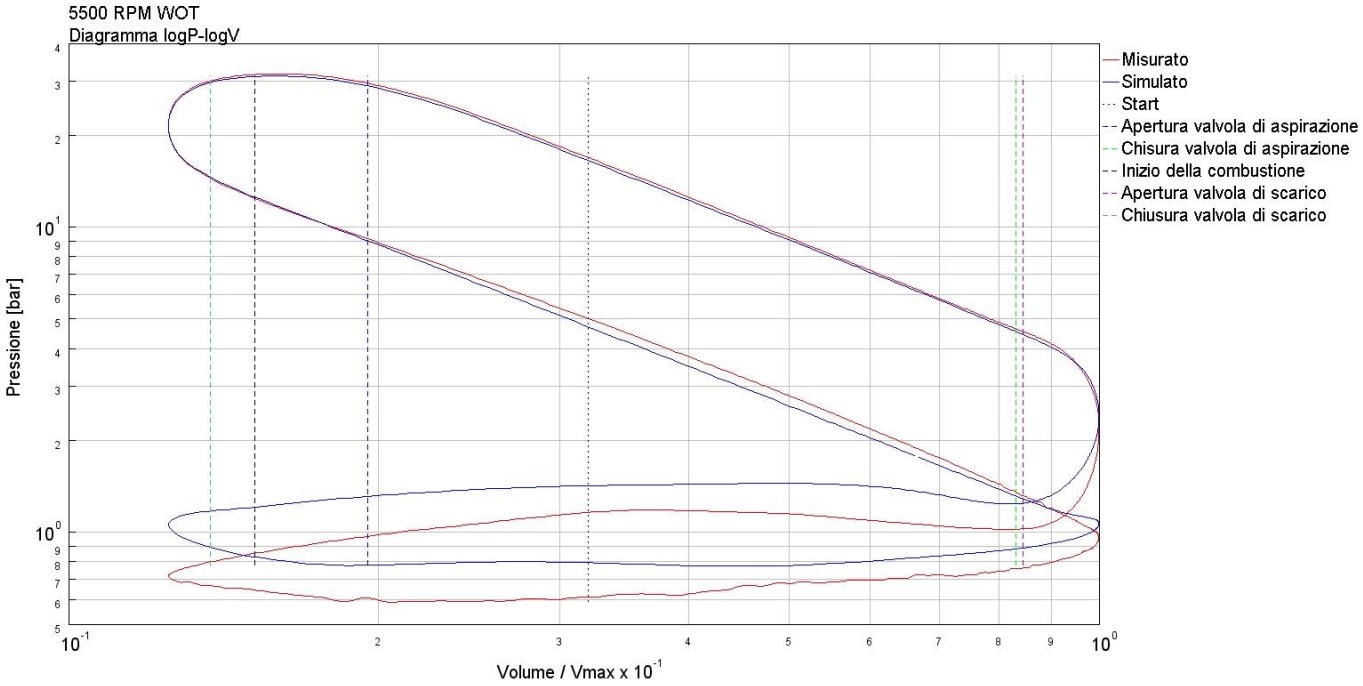

FIGURA 3-17 CONFRONTO FRA CICLO DERIVANTE DA ANALISI TPA DI SECONDO TENTATIVO E CICLO MISURATO SU DIAGRAMMA LOGP-LOGV (5500RPM WOT)

Nonostante vi siano stati dei lievi miglioramenti nella fase di compressione e di espansione il ciclo di pompaggio mostra ancora evidente imprecisione. Le portate d'aria e di combustibile elaborate differiscono di fattori troppo elevati rispetto a quelle registrate al banco. Non potendo inoltre effettuare in maniera precisa la taratura dei sensori di aspirazione e scarico, la scelta è stata quella di ridurre i gradi di libertà della reverse-run per l'ottenimento dei parametri di combustione.

Closed Volume Pressure Analysis

In Figura 3-18 è riportato lo schema del modello impiegato per la reverse-run semplificata rispetto all'approccio TPA il cui successo è compromesso dalla taratura dei sensori di aspirazione e scarico.

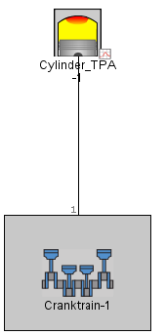

FIGURA 3-18 MODELLO CPOA

Le principali differenze rispetto ai modelli precedenti (Figura 3-10, Figura 3-14) riguardano la definizione dell'oggetto relativo la camera di combustione. Più nello specifico, oltre che alla selezione dell'analisi in pressione a volume chiuso, è richiesta la definizione di un oggetto che rappresenti le condizioni in camera alla chiusura della valvola di aspirazione[13] e visibili in Tabella 3-5

TABELLA 3-5 PARAMETRI DI INPUT PER INIZIALIZZAZIONE CPOA

PARAMETRO DI INPUT	VALORE
Coefficiente di riempimento	Valori ricavati sperimentalmente
Rapporto di intrappolamento	1
Massa di combustibile intrappolata	Valori ricavati sperimentalmente
Frazione di gas residui in camera	5.5%

Di questi alcuni sono stati derivati direttamente dalle misurazioni fatte al banco, mentre altri sono stati ipotizzati o scelti come consigliato in (5). L'impiego di tale analisi suppone la creazione di un circolo virtuoso tra il modello completo e quello impiegato nella CPOA stessa (Figura 3-19).

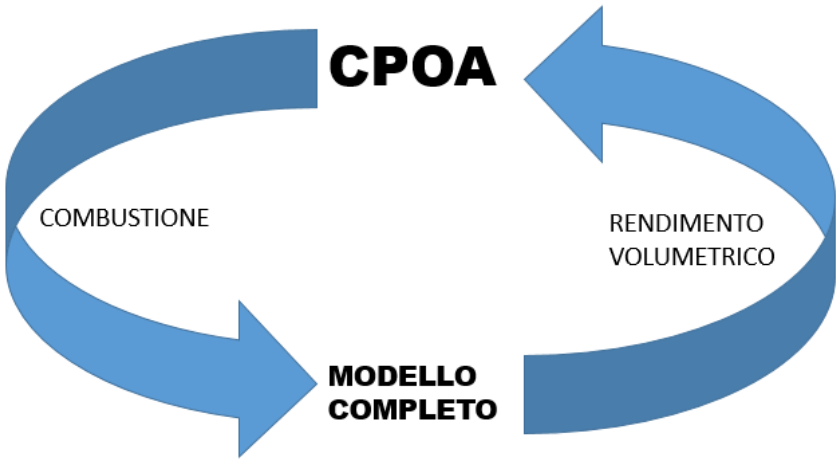

FIGURA 3-19 CIRCOLO VIRTUOSO TRA MODELLO COMPLETO E CPOA PER RAFFINAMENTO COMBUSTIONE

[13] Il modello è sprovvisto di condotti di aspirazione e scarico quindi le masse d'aria e combustibile devono essere già presenti all'inizio della simulazione.

Rimanendo valide le considerazioni fatte riguardo l'errore di offset degli angoli di manovella rispetto alle pressioni registrate in camera, anche in questa simulazione è stato impiegato il valore di Encoder Error definito nella precedente analisi. Il risultato di un primo tentativo di analisi CPOA è mostrato in Figura 3-20

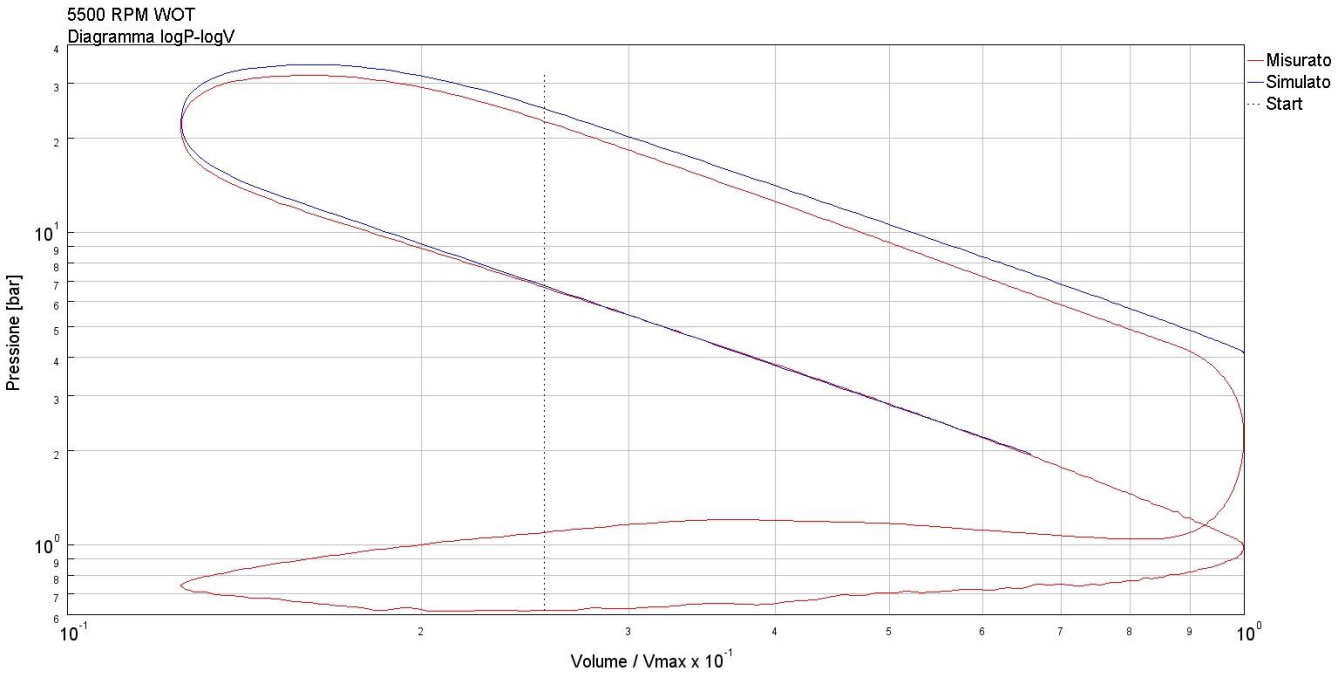

FIGURA 3-20 CONFRONTO CICLO SIMULATO DERIVANTE DA PRIMO TENTATIVO CPOA E CICLO MISURATO SU DIAGRAMMA LOGP-LOGV (5500RPM WOT)

Anche in questo caso lo scostamento importante in fase di combustione ed espansione ha richiesto un profondo intervento di calibrazione. I gradi di libertà di un analisi CPOA sono in numero esiguo ed escludendo la revisione dei dati derivati dalle misure al banco è stato supposto di agire non solo sul modello di scambio calore con le pareti ma anche sul combustibile impiegato nella simulazione. Generalmente l'oggetto impiegato per ottenere la combustione di un motore a benzina, nell'ambiente GT-Suite, è un fluido con proprietà molto simili a quelle della comune benzina, chiamato "indolene-combust". In modelli che rappresentano cilindrate maggiori rispetto a quella in esame questa approssimazione non genera incertezze rilevanti. In un motore di piccole dimensioni molte misurazioni hanno ordini di grandezza ridotti come ad esempio le portate di combustibile ed aria. Questo incrementa molto la sensibilità dei risultati ottenuti alle proprietà caratteristiche del combustibile impiegato. La composizione del combustibile e quindi le sue proprietà, variano anche in ragione stagionale. Dopo aver ricercato una descrizione di un combustibile meglio rappresentativo di quello impiegato sono state apportate le modifiche visibili in Tabella 3-6.

TABELLA 3-6 CONFRONTO DELLE PROPRIETÀ DI INDOLENE-COMBUST E DEL COMBUSTIBILE REALE IMPIEGATO NEI TEST SPERIMENTALI

ATTRIBUTO	INDOLENE-COMBUST	BENZINA 95 OTTANI
ATOMI DI CARBONIO PER MOLECOLA	7.93	7.2
ATOMI DI IDROGENO PER MOLECOLA	14.8	13.55
POTERE CALORIFICO INFERIORE [KJ/KG]	43950	44467
DENSITÀ [KG/M^3]	750	724

La densità di combustibile è stata rilevata direttamente in sala prova e a conferma della variazione delle proprietà dei combustibili commerciali in funzione della stagionalità si ricorda che, mentre la misurazione fatta in periodo estivo forniva un valore di 772 kg/m^3, per quella impiegata durante l'inverno il valore si attestava a 724 kg/m^3. La densità non è una proprietà che influenza particolarmente il modello ma, come illustrato nel capitolo 0, la procedura adottata dal team consente di registrare il consumo di combustibile in termini di volume e non di massa o portata e questo rende la densità molto influente nell'ottenimento di dati sperimentali corretti. Fatte le opportune modifiche al fluido combustibile evolvente il risultato è presentato in Figura 3-21.

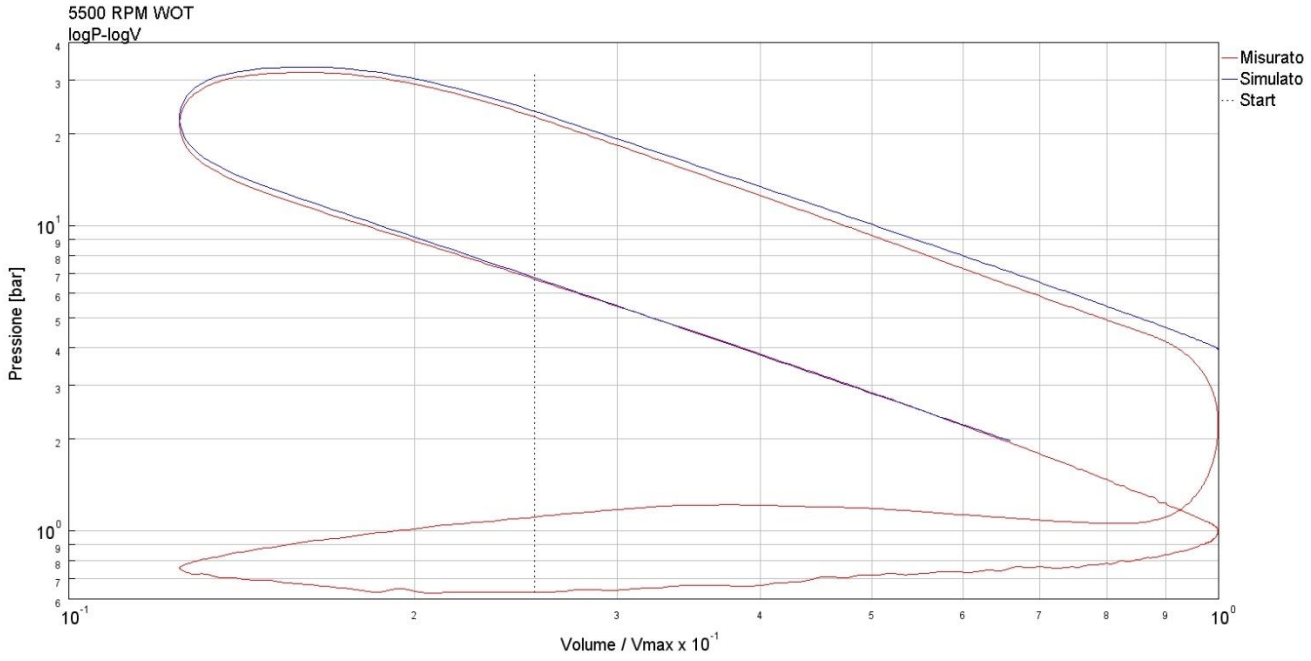

FIGURA 3-21 CONFRONTO CICLO SIMULATO DERIVANTE DA SECONDO TENTATIVO CPOA E CICLO MISURATO SU DIAGRAMMA LOGP-LOGV (5500RPM WOT)

La fase di espansione risulta essere ancora molto insoddisfacente ed ulteriori cause di scostamento sono state ricercate. E' stata supposta la presenza di blow-by, ovvero del fenomeno per cui una parte della miscela presente in camera trafila attraverso i segmenti arrivando nel basamento del motore, non partecipando quindi alla combustione. Oltre che tramite l'impiego di sensori, la presenza di tale fenomeno può essere rilevata valutando i suoi effetti nell'olio lubrificante presente nel basamento. L'incremento di temperatura e

conseguente deterioramento conducono ad un consumo di lubrificante aumentato. Tuttavia non avendo a disposizione dati relativi al consumo standard di olio del motore base, la verifica di tale ipotesi è stata in una prima fase impossibile. È stato comunque introdotto un modello di blow-by che ha fornito il risultato di in Figura 3-22.

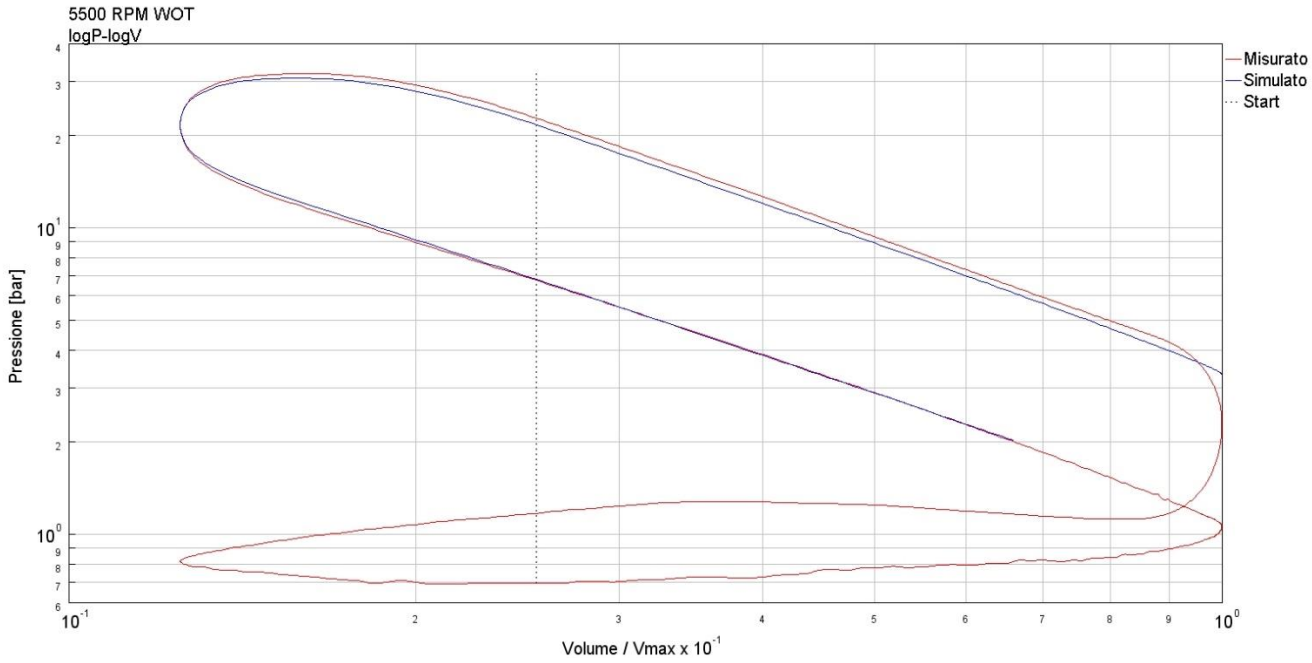

FIGURA 3-22 CONFRONTO CICLO SIMULATO DERIVANTE DA TERZO TENTATIVO CPOA E CICLO MISURATO SU DIAGRAMMA LOGP-LOGV (5500RPM WOT)

Anche se la situazione al regime mostrato sembra prossima all'ottimizzazione, ad altri regimi gli scostamenti continuavano ad essere rilevanti. Non potendo agire su ulteriori parametri di calibrazione l'analisi CPOA è stata abbandonata per l'imposizione di un profilo di combustione standard come visto in precedenza. Le cause che plausibilmente hanno impedito l'ottenimento di un risultato accettabile nelle due analisi in reverse-run sono l'errata taratura dei sensori di pressione, compreso quello presente nella candela, errore nell'identificazione corretta degli angoli di manovella da parte dell'encoder per giochi tra questo e l'albero motore e profili di pressione molto variabili, data l'elevata irregolarità ciclica del motore studiato, non eliminabili nemmeno adottando un approccio statistico. Tuttavia l'importante risultato finale è stata l'ipotesi della presenza di blow-by.

3.2.3 RIFINITURA DEL MODELLO CON COMBUSTIONE IMPOSTA

Durante i rilevamenti fatti nell'azienda CMP, a cui è stato affidato il compito di realizzare il pistone, è emerso un particolare importante che ha confermato la presenza di blow-by precedentemente ipotizzato. La canna del cilindro è priva di rivestimenti che ne esaltino le proprietà termomeccaniche. È molto ampia la gamma di trattamenti e rivestimenti che possono essere applicati alle canne dei cilindri. Nel caso in esame invece è stata rilevata la presenza della sola lega di Alluminio e Silicio che caratterizza tutta la testata ed il cilindro.

Confrontando il motore usato nel banco prova con un motore vergine è apparsa evidente la presenza di deformazioni del primo, soprattutto nella zona prossima alla testata. Preso un sistema di riferimento a coordinate cilindriche, in cui l'asse è quello del cilindro stesso la distorsione della canna risulta essere fortemente disuniforme in funzione delle differenti direzioni. Questo inficia pesantemente sulle capacità di sigillare la camera di combustione da parte dei segmenti, che non riescono a garantire una tenuta ottimale in tutta la loro lunghezza. Verificata la presenza di blow-by, un modello che ne tenesse conto è stato incluso, richiedendo richiesto una seconda ed ultima fase di calibrazione del modello con combustione imposta. Sono stati rivisti tre parametri di calibrazione:

- **DIAMETRO EQUIVALENTE DI BLOWBY**: GT-Suite tiene conto della presenza di blow-by tramite un orifizio fittizio che permette a parte della massa di miscela contenuta in camera alla chiusura della valvola di aspirazione di sfuggire alla combustione. Nel modello di blow-by viene richiesta la dichiarazione di pressione, temperatura e composizione del fluido all'interno del basamento. La pressione scelta è pressoché identica a quella ambiente essendo il basamento dotato di condotto di sfiato per scongiurare l'eccessivo incremento di pressione che fenomeni come quello in esame potrebbero generare in un carter sigillato. La temperatura è quella dell'olio quando il motore sia stato portato a regime termico ed infine la composizione del fluido nel carter è quella dell'aria ambiente. Un quarto parametro richiesto è quello che è stato usato per la calibrazione, ovvero il diametro equivalente dell'orifizio che permetta alla miscela di trafilare. Il suo valore è stato imposto pari a quello rilevato durante le fasi finali di analisi CPOA che ha consentito il fitting ottimale delle curve simulata e misurata nel regime di interesse.

- **VALVE LASH:** Letteralmente è il gioco valvola che si ha a motore freddo per non causare problemi di tenuta sulle sedi valvola una volta che queste si siano dilatate per effetto del carico termico. Come descritto in (5) tuttavia il suo valore è difficilmente reperibile sperimentalmente e può essere considerato in un analisi approfondita anche variabile in funzione del numero di giri, essendo variabile nella stessa ragione la potenza termica sviluppata dal motore. Viene quindi identificato come un valore di calibrazione che deve essere stimato. Questo ha influenza sul coefficiente di riempimento e quindi sulle portate d'aria elaborate dal motore.

- **DIAMETRO DEL DISTANZIALE TRA TESTA E CORPO FARFALLATO:** Il valore precedentemente definito dal processo di ottimizzazione è stato incrementato in modo da consentire al motore di elaborare una quantità d'aria corretta, tenendo conto anche della frazione che trafila nel carter.

La variazione dei parametri finale che ha permesso la validazione del modello con i dati sperimentali da banco viene riassunta nella Tabella 3-7.

TABELLA 3-7 PARAMETRI DI CALIBRAZIONE INIZIALI E FINALI

PARAMETRO DI CALIBRAZIONE	VALORE INIZIALE	VALORE FINALE
DIAMETRO EQ. BLOWBY [mm]	0	1
VALVE LASH ASPIRAZIONE	0.1	0.01
VALVE LASH SCARICO	0.1	0.3
DIAMETRO DISTANZIALE [mm]	8.5	10

Il risultato in termini di portate d'aria elaborate è presentato in Figura 3-23. È possibile notare nel grafico di destra che l'errore percentuale è al di sotto del 5% in tutti i regimi, il che conferma la calibrazione del modello riguardo la capacità di rappresentare la respirazione del motore.

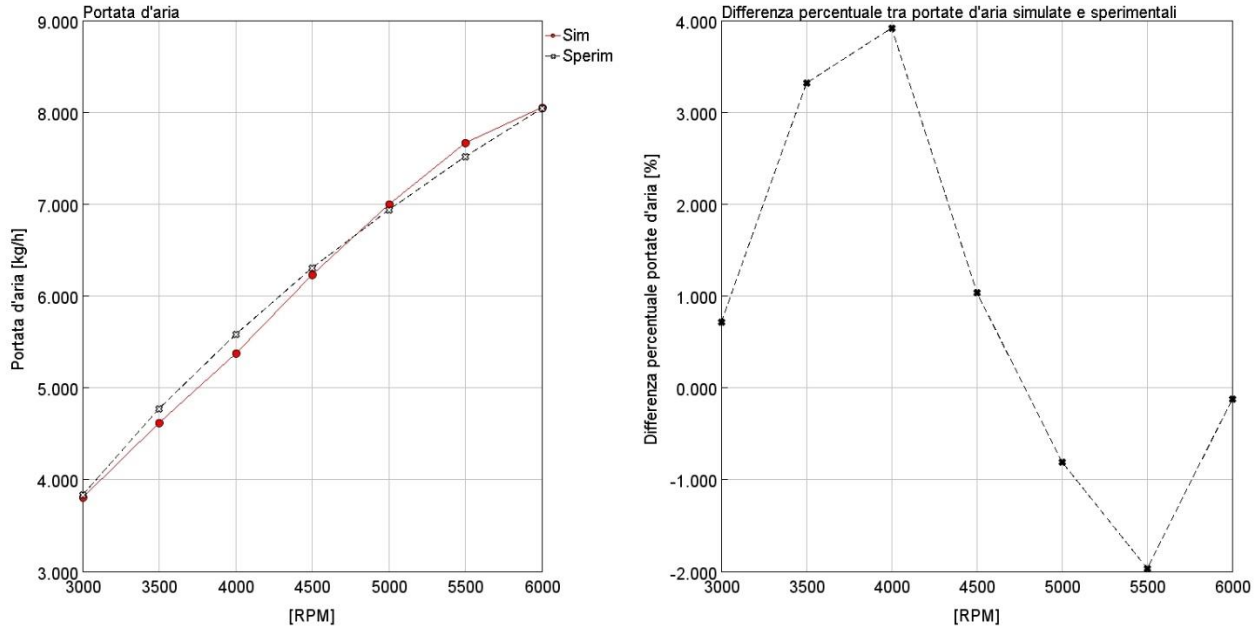

FIGURA 3-23 CONFRONTO TRA PORTATE D'ARIA ELABORATE DAL MODELLO CALIBRATO E RILEVATE SPERIMENTALMENTE E DIFFERENZA PERCENTUALE TRA LE DUE

Per la coppia rilevata al banco si è notato uno scostamento attribuito alla presenza di combustione incompleta nel motore al banco. Per tener conto di questo fattore la frazione dei combusti, fatto uno la massa di miscela contenuta nel cilindro prima della combustione, è stata portata a 0.97. I risultati finali dell'intervento di calibrazione intrapreso vengono presentati nelle Figura 3-24, Figura 3-25.

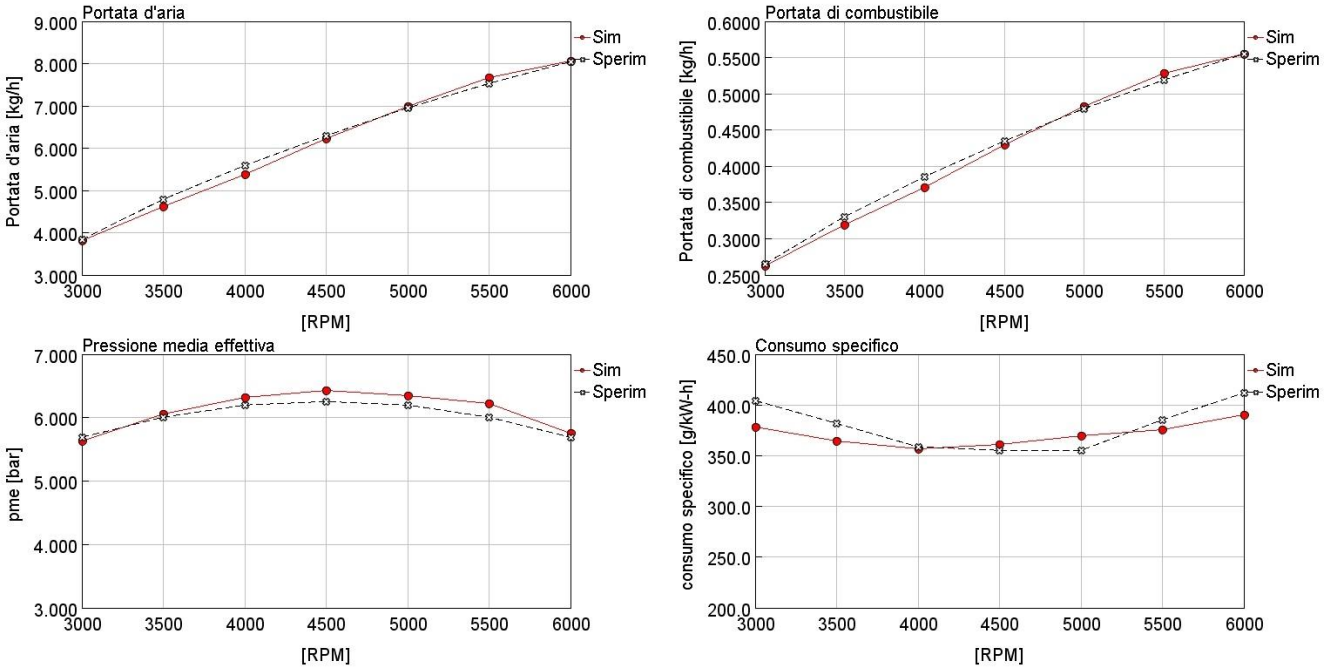

FIGURA 3-24 CONFRONTI TRA RISULTATI MODELLO CALIBRATO E DATI SPERIMENTALI: PORTATE D'ARIA, PORTATE DI COMBUSTIBILE, PRESSIONI MEDIE EFFETTIVE, CONSUMI SPECIFICI

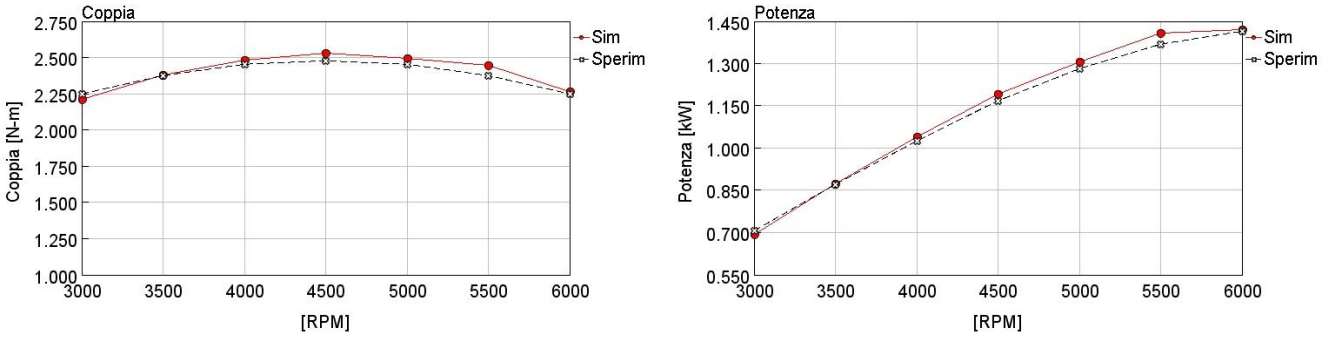

FIGURA 3-25 CONFRONTI TRA RISULTATI MODELLO CALIBRATO E DATI SPERIMENTALI: COPPIE, POTENZE

In definitiva il modello risulta essere validato dal momento che le differenze percentuali tra i parametri di performance rilevati al banco e quelli ottenuti dal modello sono inferiori al 5%. L'unica eccezione risulta essere lo scostamento del consumo specifico a 3000RPM ove la differenza percentuale sale a 7.5%. La ragione di tale scostamento è il grado di irregolarità del motore a regimi prossimi a quello di minimo (2800RPM). Si deve considerare che un errore in tale range non affligge lo studio condotto in quanto il motore non viene mai utilizzato in tale punto di funzionamento. Il punto selezionato come quello di maggior interesse sinora mostrato è quello di 5500 RPM con farfalla completamente aperta, ove si può notare una leggera sovrastima dei parametri di performance da parte del modello. Questo non costituisce criticità in quanto ha la conseguenza di sovrastimare i carichi termici e meccanici a cui è sottoposto il pistone stesso. L'imposizione di tali sovrastime come input nella fase di analisi termomeccanica successiva culmina in una condizione più cautelativa della

condizione reale. Come verifica finale vengono controllate le pressioni massime che si realizzano durante la combustione ed i flussi termici indotti sul cielo del pistone.

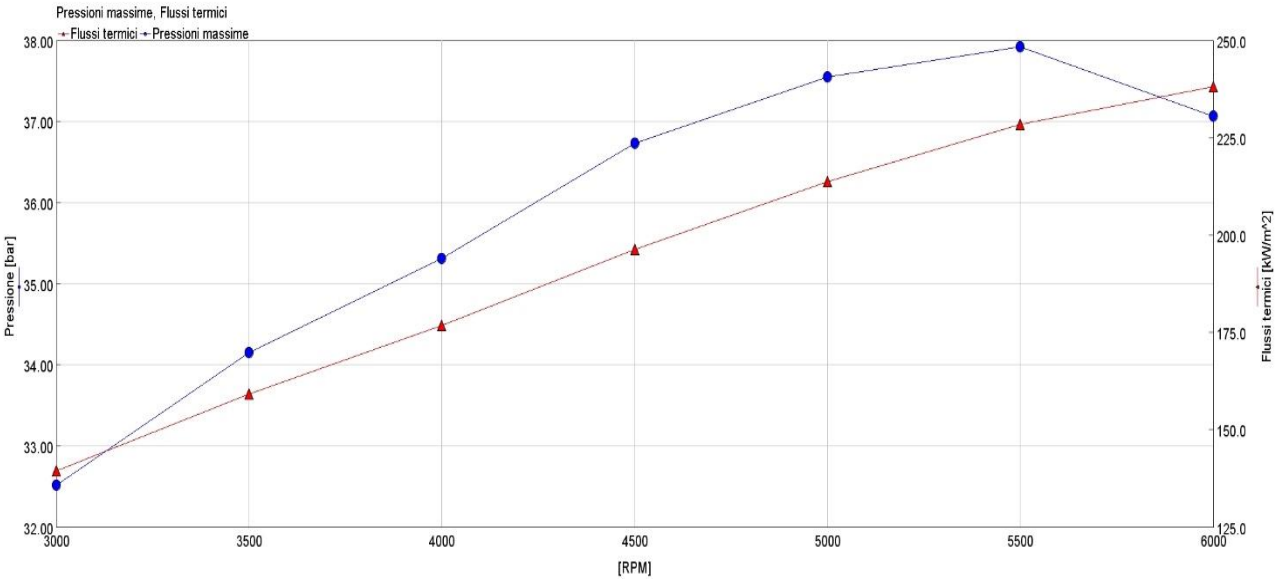

FIGURA 3-26 PRESSIONI MASSIME E FLUSSI TERMICI PREDETTI DAL MODELLO CALIBRATO IN FUNZIONE DEL NUMERO DEI GIRI

La Figura 3-26 mostra che a 6000 RPM, come ci si attende, il flusso termico ricevuto dal cielo del pistone è superiore rispetto agli altri regimi. Vale comunque la considerazione fatta in precedenza per i regimi inferiori, ovvero non è previsto l'impiego del motore in questo punto operativo. Inoltre la condizione di massimo stress meccanico si verifica a 5500 RPM, pertanto l'ipotesi di partenza che questo potesse essere il punto operativo di maggior interesse e al quale riferire l'analisi termomeccanica risulta ben posta.

4 RIPROGETTAZIONE PISTONE

L'incremento del rapporto di compressione può essere ottenuto per mezzo di differenti modifiche:

- **Abbassamento della testata**: Questo intervento prevede l'avvicinamento della superficie della camera di combustione appartenente alla testata a quella del cielo del pistone. Può essere fatto impiegando guarnizioni di testata dallo spessore ridotto rispetto a quello originale o asportando direttamente materiale dalla superficie della testa a diretto contatto con il blocco motore. Se l'escursione delle valvole lo permette[14] risulta essere in generale l'intervento di più facile esecuzione.

- **Allungamento biella**: La biella allungata permette di diminuire il volume di spazio morto facendo avvicinare il cielo del pistone alla superficie della camera di combustione creata dalla testata. Qualora tuttavia si voglia mantenere la stessa corsa del pistone si è costretti a mantenere lo stesso raggio manovella. Questo ha una conseguenza fondamentale ovvero la variazione del rapporto tra raggio di manovella e lunghezza della biella, definito rapporto di allungamento. Ogni motore viene caratterizzato particolarmente da questo parametro sia dal punto di vista cinematico che dinamico. Valori elevati implicano bielle più corte, le quali consentono velocità del pistone più elevate, avendo meno inerzia. Valori ridotti implicano forze trasversali all'asse cilindro più basse. Questo acquista particolare importanza qualora si vogliano ridurre gli attriti tra pistone e canna soprattutto nel lato spinta. Le bielle così realizzate tuttavia posseggono valori più elevati di inerzia e oltre a ridurre le massime velocità del pistone possono condurre ad ampiezze di vibrazione più marcate, aumentando i valori delle masse alterne.

- **Sollevamento del cielo del pistone**: L'effetto geometrico finale è molto simile a quello dell'allungamento della biella. La superficie della camera di combustione creata dal cielo del pistone viene avvicinata a quella della testata. In questo modo aumenta la massa del pistone e le influenze sulla dinamica del cinematismo biella manovella riguardano l'incremento di masse alterne.

Nel caso di studio specifico sono state valutate le uniche due modifiche attuabili, l'allungamento della biella e il sollevamento del cielo del pistone. La prima procedura non era infatti applicabile dal momento che la canna del cilindro è un pezzo monolitico con la testata, essendo ricavate dalla stessa fusione. La motivazione di tale scelta progettuale va ricercata nella semplificazione del processo di produzione.

[14] Lo stato dell'arte per la realizzazione dei moderni motori prevede il sacrificio di una geometria ottimale della camera di combustione a vantaggio dello spazio offerto alle valvole, durante le loro fasi di apertura e chiusura, che possono essere anche variabili. Vengono realizzate delle tasche sul cielo del pistone che possano accogliere il piattello valvola impedendo interferenze. Questa geometria si muove in controtendenza con il raccoglimento del volume della camera di combustione attorno alla candela. Tuttavia i vantaggi introdotti da leggi d'alzata variabili ed elevati valori di incrocio valvola sono considerati superiori a quelli portati da una camera di combustione raccolta.

L'innalzamento del cielo del pistone in ultima analisi ha suggerito maggiori vantaggi ottenibili. Infatti oltre all'incremento del rapporto di compressione è possibile ottenere moti turbolenti della carica in prossimità del PMS che vanno a migliorare il processo di combustione. Inoltre l'incremento di massa dovuto all'apporto di materiale sul cielo può essere contrastato dalla riduzione della superficie laterale, abbondante nel pistone originale Honda. Va altresì considerato l'effetto benefico sugli attriti derivante dalla diminuzione della superficie del mantello.

4.1 TEORIA DEL PISTONE

Il pistone è, per definizione, l'organo in grado di raccogliere l'energia liberata dalla combustione e di trasformarla in movimento alternato, quindi energia meccanica. Questo compito viene assolto svolgendo al contorno ulteriori funzioni che comunque sono essenziali non solo per il corretto funzionamento del motore, ad esempio il dover sigillare la camera di combustione per mezzo del contatto tra cilindro e fasce elastiche, ma anche per raggiungere prestazioni più efficienti. Una tipica geometria di pistone per motori ad accensione comandata viene rappresentata in Figura 4-1 e trattata nel seguente sottoparagrafo.

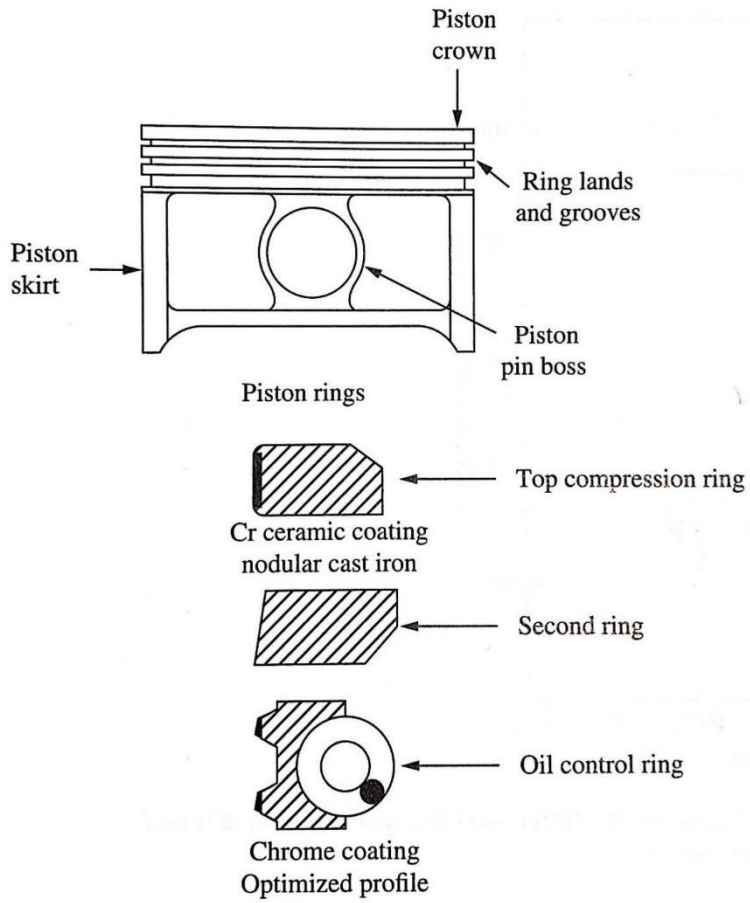

FIGURA 4-1 GEOMETRIA STANDARD PISTONE PER MOTORE AD ACCENSIONE COMANDATA E SEGMENTI (1)

4.1.1 ASSIEME PISTONE

Il pistone è composto da:

- **CIELO**: Rappresenta la porzione superiore ed è a diretto contatto con i gas. È pertanto una vera e propria parete della camera di combustione. La sua azione è sia quella di effettuare la compressione della carica che di riceverne lavoro utile durante la fase di espansione. Numerose sono le geometrie adottate per definirne la superficie, dalle più semplici piatte alle più complesse che oltre a curare la forma della camera di combustione hanno cave per ospitare le valvole e guidare in alcuni casi il getto di combustibile per configurazioni ad Iniezione Diretta. La sua progettazione è resa delicata dalla necessità di sopportare le pressioni, quindi carichi meccanici, e temperature, quindi carichi termici, più elevate. È pertanto imputato a ricevere tutto il flusso termico in ingresso al pistone stesso.

- **MANTELLO**: La superficie laterale del pistone ha il compito di guidare il pistone durante le fasi di salita e di discesa. È quindi sottoposto alla componente della forza normale alla superficie in esame, generata dalla biella quando si trova ad avere angoli diversi dallo zero rispetto all'asse del cilindro, ovvero quando il pistone non si trovi al PMS o PMI. Nel caso di offset dello spinotto tale componente è presente anche nelle due posizioni appena presentate. Ha inoltre la funzione di smaltire parte del calore ricevuto dal cielo, trasferendolo alla canna del cilindro tramite conduzione[15]. Le sue forme possono variare da quella conica a quella a botte, a seconda anche delle dilatazioni che il cilindro stesso subisce in condizioni operative e della precisione di accoppiamento con la canna del cilindro richiesta. A titolo di esempio si riporta, come appreso dall'attività in azienda che ha prodotto il pistone, che i motori ad accensione comandata dalle elevate prestazioni impiegati nella Moto 3, hanno accoppiamenti con le canne dei relativi cilindri nell'ordine dei micron, questo da una parte assicura la tenuta ottimale e scongiura così le fughe di carica dalla camera di combustione verso il basamento e dall'altro richiede un lungo e preciso processo per portare i motori in temperatura se non si vuole incorrere in malfunzionamenti che possono portare a rottura dei componenti entro breve.

- **PORTATE**: Collegano il pistone allo spinotto e devono quindi trasferire ad esso i carichi generati dalla pressione esercitata dai gas. Possono avere delle cave per gli alloggiamenti degli anelli che vanno ad impedire lo spostamento assiale dello spinotto, nelle configurazioni a spinotto flottante. In particolari applicazioni possono alloggiare bronzine al loro interno per l'accoppiamento con lo spinotto stesso che consentano una lubrificazione più efficiente. La loro forma può essere a pareti interne diritte, ovvero le superfici delle due portate che si trovano l'una di fronte all'altra sono due

[15] In realtà il regime di lubrificazione può inficiare molto sul reale scambio termico che eventualmente potrebbe considerarsi composto anche da convezione.

piani paralleli, oppure avere due tagli diagonali ovvero i due piani prima descritti si intersecano nella zona alta della geometria del pistone. Questa seconda soluzione viene adottata per due differenti motivi: facilitare la lubrificazione della biella e il raggiungimento del canale di raffreddamento da parte dell'olio lubrificante e ridurre la massa delle portate stesse. La cosa è resa possibile dal fatto che durante la discesa del pistone nella corsa di espansione le portate debbano sorreggere la forza dei gas mentre nella risalita della corsa di scarico ove l'accelerazione del pistone stesso è massima debbano sorreggere la forza alterna generata dall'inerzia, quindi inferiore alla prima. Ciò chiaramente consente una riduzione dell'area resistente senza compromettere l'integrità strutturale.

- **CANALE DI RAFFREDDAMENTO**: Sopra la biella si trova una cava che raccoglie l'olio lubrificante misto ad aria, il quale ha il compito di raffreddare la parte bassa del pistone. Questo può essere fatto in più modi, attraverso dei getti situati nel basamento ed orientati verso questa, attraverso delle cave radiali che partendo dalla scanalatura ospitante il raschiaolio ricevono il lubrificante in eccesso asportato dalla canna del cilindro o nel caso meno elaborato, ovvero di lubrificazione a splash, attraverso il movimento generato dalle forze centrifughe esercitate dalla testa di biella durante la rotazione sull'olio contenuto nella coppa nel caso di carter umido.

Vi sono poi elementi ausiliari che completano l'insieme del pistone ma risultano comunque essere distinti da esso:

- **SEGMENTI**: Che a loro volta si distinguono in anelli di tenuta e raschiaolio (generalmente nei motori ad accensione comandata se ne trovano due della prima tipologia in alto e uno dell'altra situato nella cava più bassa) i cui compiti differiscono sotto alcuni aspetti. Gli anelli di tenuta devono sigillare la camera di combustione nella maniera più efficace possibile, evitando fughe di carica nel carter motore (effetto Blow-by) che possono portare all'innalzamento della temperatura del lubrificante e al suo deterioramento rapido, oltre che le ovvie perdite di potenza del motore stesso in quanto la carica trafilata non partecipa alla combustione. Il raschiaolio invece deve mantenere il regime di lubrificazione richiesto per lo scorrimento ottimale tra pistone e canna. La progettazione dei segmenti richiede particolare cura in quanto oltre ai ruoli appena descritti che li differiscono, essi condividono quello di dover trasferire il calore dal pistone alla canna del cilindro per conduzione. Tutti i segmenti inoltre sono estremamente influenzati nel loro compito da eventuali dilatazioni della canna.

- **SPINOTTO**: E' il collegamento tra pistone e biella, presenta una zona cilindrica cava nella parte centrale e due altri cilindri con cavità coniche ove si collega con le portate. Questo è conseguenza del fatto che il massimo momento flettente a cui è soggetto si verifica nella sua sezione centrale. La conicità ha quindi l'effetto di ulteriore riduzione delle masse dell'insieme che grava sull'entità della massa alterna totale.

4.1.2 MOTI ALTERNI

L'assieme del pistone, appena descritto, assieme ad una frazione della massa della biella con cui viene modellizzata, costituiscono le cosiddette masse alterne, responsabili di una delle due forze con cui si schematizzano le sollecitazioni indotte dalle inerzie dei componenti del cinematismo biella manovella.

EQUAZIONE 4-1

$$F_a \cong -m_a \ddot{x}_p = -m_a \omega^2 r(cos\theta - \lambda cos2\theta)$$

Con:

F_a= Forza alterna

m_a= massa alterna

x_p= posizione istantanea del pistone (che nell'equazione è derivata due volte rispetto al tempo)

ω= velocità angolare manovella

r= raggio di manovella

θ= angolo di manovella

λ= Rapporto tra raggio di manovella e lunghezza della biella (Elongation ratio)

La forza alterna sollecita la biella, l'albero e i supporti di quest'ultimo trasferendo vibrazioni al blocco motore. È possibile notare come la forza totale sia la composizione di due elementi, uno del primo ordine e l'altro del secondo. In Figura 4-2 si riporta l'andamento delle due componenti per un layout del cinematismo biella manovella centrato, assieme al loro effetto combinato.

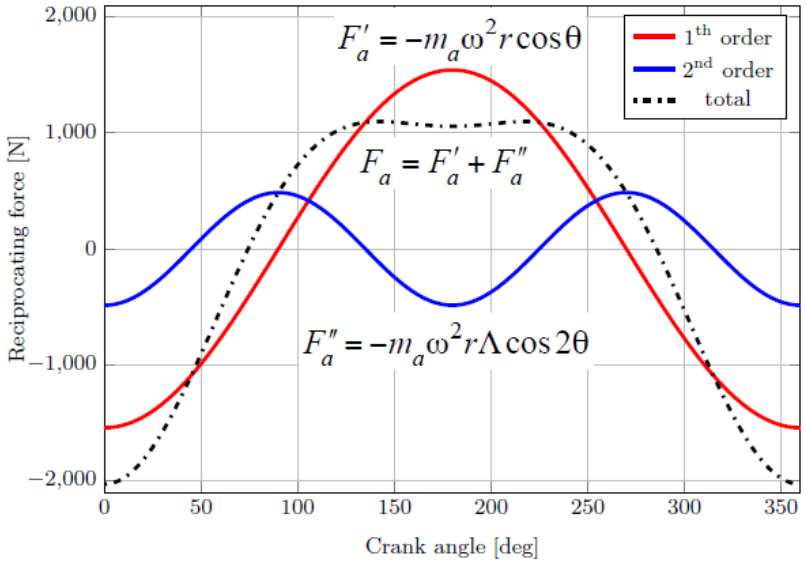

FIGURA 4-2 FORZA ALTERNA TOTALE (CURVA TRATTEGGIATA) E COMPONENTI DEL PRIMO (CURVA ROSSA) E SECONDO ORDINE (CURVA BLU) IN FUNZIONE DELL'ANGOLO DI MANOVELLA.

Risulta elevata l'importanza di mantenere inalterata, se non diminuita, la massa dell'assieme del pistone passando da una geometria all'altra.

4.1.3 MOTI DELLA CARICA-SQUISH

Come esposto in (1), in prima approssimazione, i moti della carica indotti dal movimento di un pistone a cielo piatto, così come la testa, possono essere considerati solo assiali durante la compressione della carica. Se si considera la componente assiale della velocità del gas Z, essa sarà la velocità del pistone stesso riscalata linearmente dal rapporto tra distanza assiale della posizione nel cilindro e la posizione media della testata rispetto alla distanza assiale del cielo del pistone come mostrato dall'Equazione 4-2:

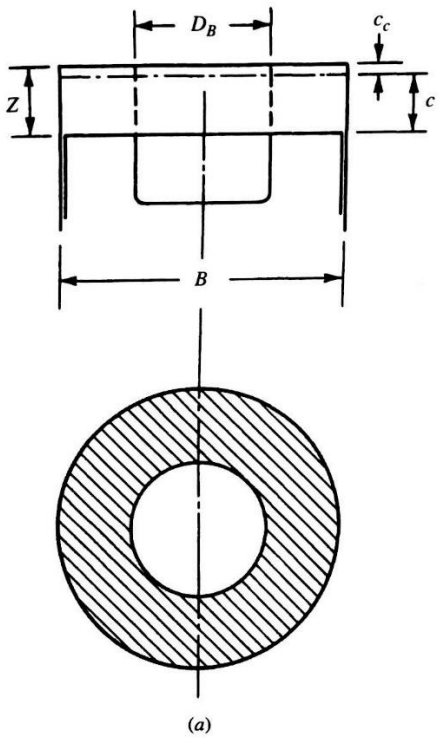

FIGURA 4-3 GEOMETRIA DI RIFERIMENTO DEL PISTONE PER VALUTAZIONE SQUISH (1)

EQUAZIONE 4-2

$$v_z(Z) = \frac{Z}{c_c + c} S_p$$

Con:

$v_z(Z)$= velocità della carica alla coordinata assiale z

c_c= altezza libera del pistone al PMS

S_p= velocità del pistone

Nel momento in cui si introduca un cielo la cui superficie non sia perfettamente piatta, come quello rappresentato in Figura 4-3, la velocità assiale della carica non è uniforme alla stessa coordinata Z e questo si traduce in componenti radiali della velocità stessa. Viene definita squish la componente radiale e trasversa introdotta dalla geometria di teste e pistoni con forme differenti da quella piatta, generate quando il pistone si trova in prossimità del PMS. Tale parametro è spesso definito dall'area di squish, ovvero quella rappresentata dalle linee diagonali di Figura 4-3 ed è rappresentata come una frazione dell'area totale del cielo del pistone. È possibile calcolare una velocità teorica di squish imponendo il principio di conservazione della massa approssimando tuttavia gli attriti, le fughe di gas e il trasferimento di calore. Per pistoni con bowl interna come quello in esame e quello rappresentato in Figura 4-3 risulta essere:

EQUAZIONE 4-3

$$\frac{v_{sq}}{S_p} = \frac{D_B}{4Z}\left[\left(\frac{B}{D_B}\right)^2 - 1\right]\frac{V_B}{A_c Z - V_B}$$

Con:

V_B= Volume della bowl del pistone

A_c= Area della sezione trasversale del cilindro

B, D_B= dimensioni di Figura 4-3

Come dimostrato da numerosi studi, l'effetto sulla combustione introdotto dai moti di carica è benefico se opportunamente studiato. Il fatto di poter generare nello specifico il moto sopra descritto ha anche il vantaggio di spingere la carica in una zona molto più limitrofa alla candela che genera il primo nucleo di combustione. In (1) si propongono dei sottomodelli per poter studiare i principali parametri che definiscono la combustione in maniera semplificata. Questi permettono di ottenere delle informazioni utili per poter progettare la camera di combustione. Infatti in assenza di swirl il fronte di fiamma può essere pensato come una porzione della superficie di una sfera. Quindi, per una data geometria della camera ed una posizione centrale della candela, le quantità relative all'area sferica di combustione A_b, il volume di gas bruciati V_b e la posizione della superficie "bagnata" della camera di combustione dai gas bruciati, possono essere definite sulla base di un raggio di fiamma e della posizione del pistone (imposta dall'angolo di manovella) facendo considerazioni puramente geometriche. Il maggior risultato ottenuto per mezzo del sottomodello appena descritto è poter relazionare la velocità di fiamma all'area sferica di combustione in ragione proporzionale. In Figura 4-4 è mostrata la comparativa di due differenti geometrie della camera di combustione.

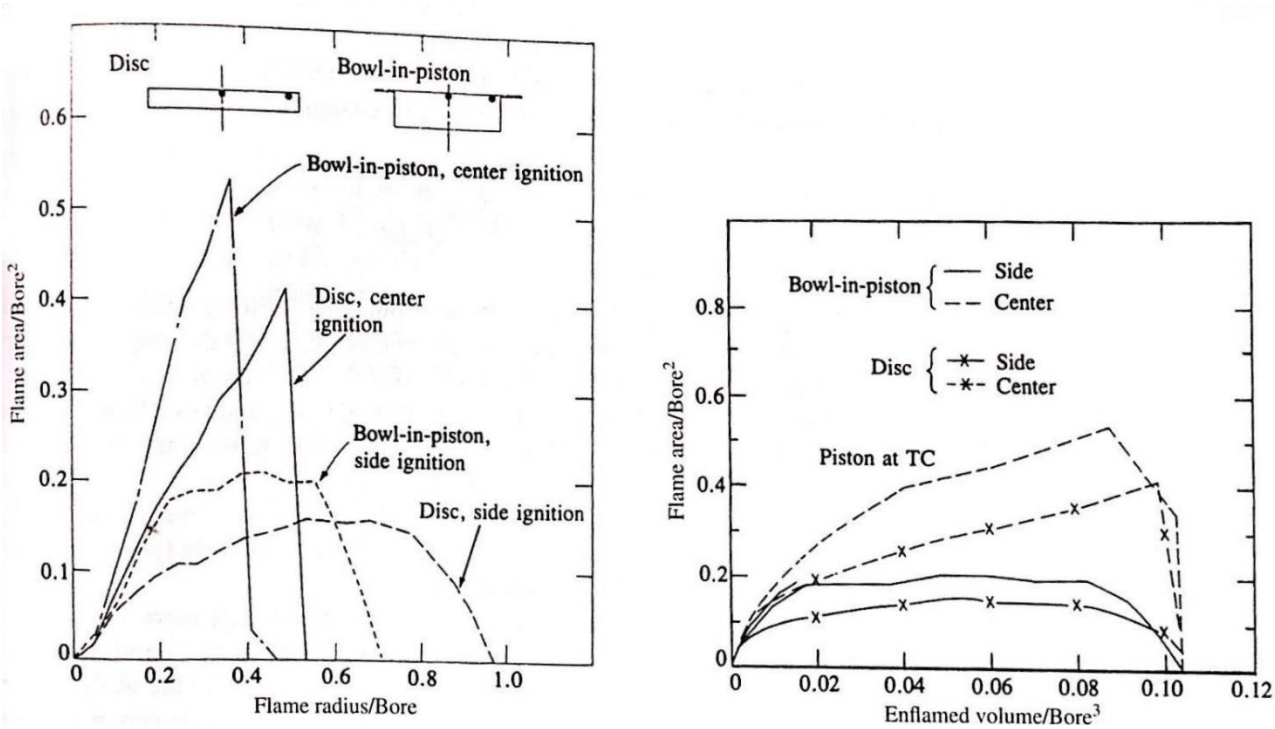

FIGURA 4-4 AREE SUPERFICI DI COMBUSTIONE CALCOLATE PER MOTORI AD ACCENSIONE COMANDATA (1).

I due diagrammi di Figura 4-4 relazionano l'area delle superfici di combustione normalizzata per il quadrato dell'alesaggio, per due differenti configurazioni, al raggio di fiamma nel primo grafico e al volume infiammato nel secondo, entrambi normalizzati rispetto all'alesaggio, espresso in potenza prima nelle ascisse del grafico di sinistra e di potenza terza in quello di destra. La distinzione tra center ignition e side ignition fa riferimento al posizionamento della candela che come si nota ha un effetto estremamente rilevante. Ciò che risulta evidente è che utilizzare geometrie di camera più compatte induca aree di superficie di combustione più elevate. Più nello specifico, geometrie di camera con bowl aumentano la superficie di fiamma del 30-45% se comparate con camere di combustione standard, definite a disco. L'effetto di riduzione delle tempistiche di combustione si aggira attorno al 10%. Da studi sull'effetto delle turbolenze in termini di velocità di combustione risulta infatti che sia la fase iniziale (MFB[16]0-10) e quella principale (MFB10-90) siano ridotte. Va comunque sottolineato che l'efficienza di conversione del combustibile, fisse le condizioni di carico, di camere ad elevata turbolenza rispetto a quelle a disco non è necessariamente superiore dal momento che l'incremento di velocità aumenta gli scambi termici con le pareti che delimitano la camera. Per esempio, le predizioni fatte impiegando il modello sopra descritto, in camere che raddoppiano il valore della velocità di convezione, abbassano di un terzo le tempistiche delle fasi iniziali e principali della combustione. Tuttavia si riduce di un 6% il rendimento di conversione del combustibile a causa dell'incremento del 15% calore trasmesso per ciclo.

Dal punto di vista delle combustioni anomale il fatto di ridurre la distanza degli end gas, dall'asse del cilindro, riduce ulteriormente il pericolo di detonazione. Normalmente il vincolo più stringente per poter realizzare una

[16] MFB= Mass Fraction Burned

corretta geometria della camera di combustione che vada a migliorare i moti della carica quando il pistone di trova in prossimità del PMS è creato dalla necessità di ricavare le cave per le valvole e impedire interferenze tra il cinematismo di distribuzione e quello di biella-manovella.

4.1.4 ATTRITI

Nella Figura 4-5 è evidente come tolte le cause di perdita che il motore in esame non possiede, quali: pompa di sterzo, pompa dell'acqua e dell'olio, quelle che sono le dissipazioni introdotte dall'insieme del pistone acquistano una quota molto rilevante e risultano essere un grado di libertà su cui poter lavorare per incrementare l'efficienza globale.

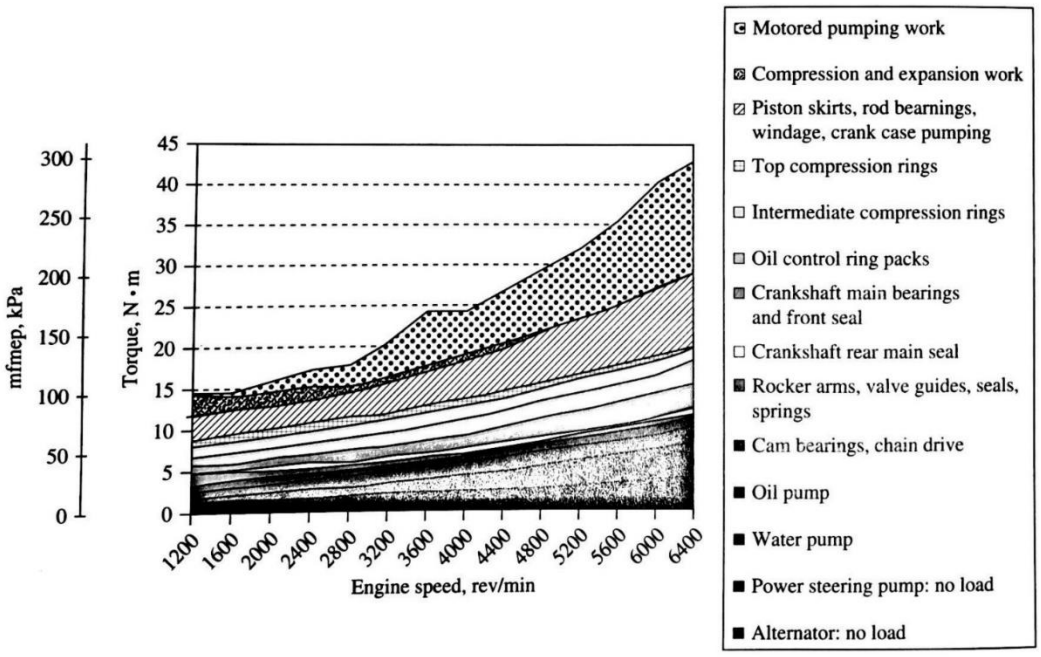

FIGURA 4-5 ATTRITI IN CICLO TRASCINATO PER UN MOTORE 1.6L 4 CILINDRI AD ACCENSIONE COMANDATA IN FUNZIONE DELLA VELOCITÀ (1)

Il contatto tra canna e pistone, in prima approssimazione, risulta essere la causa del 50% delle perdite meccaniche di un motore e la riduzione della superficie della gonna può avere ovvi effetti benefici in tal senso. Altri interventi possono riguardare l'applicazione di cappotti con lubrificanti solidi disciolti che migliorino ulteriormente lo scorrimento del pistone sulla canna. Anche l'offset dell'asse dello spinotto può avere effetti in tal senso, generando minori forze di contatto tra pistone e canna, tuttavia questa modifica introduce anche altri effetti su tutto il cinematismo biella manovella e se non opportunamente studiati possono indurre criticità a livello di piston-slap.[17]

[17] Urto del pistone con il cilindro durante l'inversione del moto al PMS causato dalla differenza tra l'alesaggio del cilindro e l'effettivo diametro del pistone, che gli consente una traslazione ed una rotazione attorno all'asse spinotto.

4.2 ANALISI TEMOSTRUTTURALE

Durante l'esercizio il pistone viene sollecitato da intensi flussi termici e da elevate pressioni. Molta della massa del pistone è raccolta attorno alle portate e sul cielo, ben poca caratterizza il mantello. La combinazione di questi due fattori genera elevati gradienti di stress e conseguenti deformazioni sul volume del cilindro. La scelta delle dimensioni e della forma delle superfici laterali deve essere fatta con estrema cautela in modo che il pistone in condizioni operative sigilli in maniera opportuna la camera di combustione o quantomeno non vada a dilatarsi a tal punto da serrarlo rigidamente sulla canna stessa (grippaggio). L'analisi termostrutturale è stata condotta in due fasi distinte mirando a differenti obiettivi. Nella prima, non avendo a disposizione i CAD originali Honda che fornissero riferimenti sulle tolleranze imposte sul pistone originale, lo scopo è stato quello di fornire al costruttore linee guida sulle deformazioni che la geometria in esame può subire sotto l'effetto dei carichi termici e meccanici generati dai gas durante la fase di combustione. Nella seconda esecuzione invece la nuova geometria, corretta dalle criticità evidenziate della prima analisi, è stata verificata sotto i carichi termici e meccanici predetti nella configurazione di rapporto di compressione incrementato ed etanolo impiegato come fluido evolvente.

Gli step che caratterizzano entrambi i processi sono riassunti nello schema di Figura 4-6:

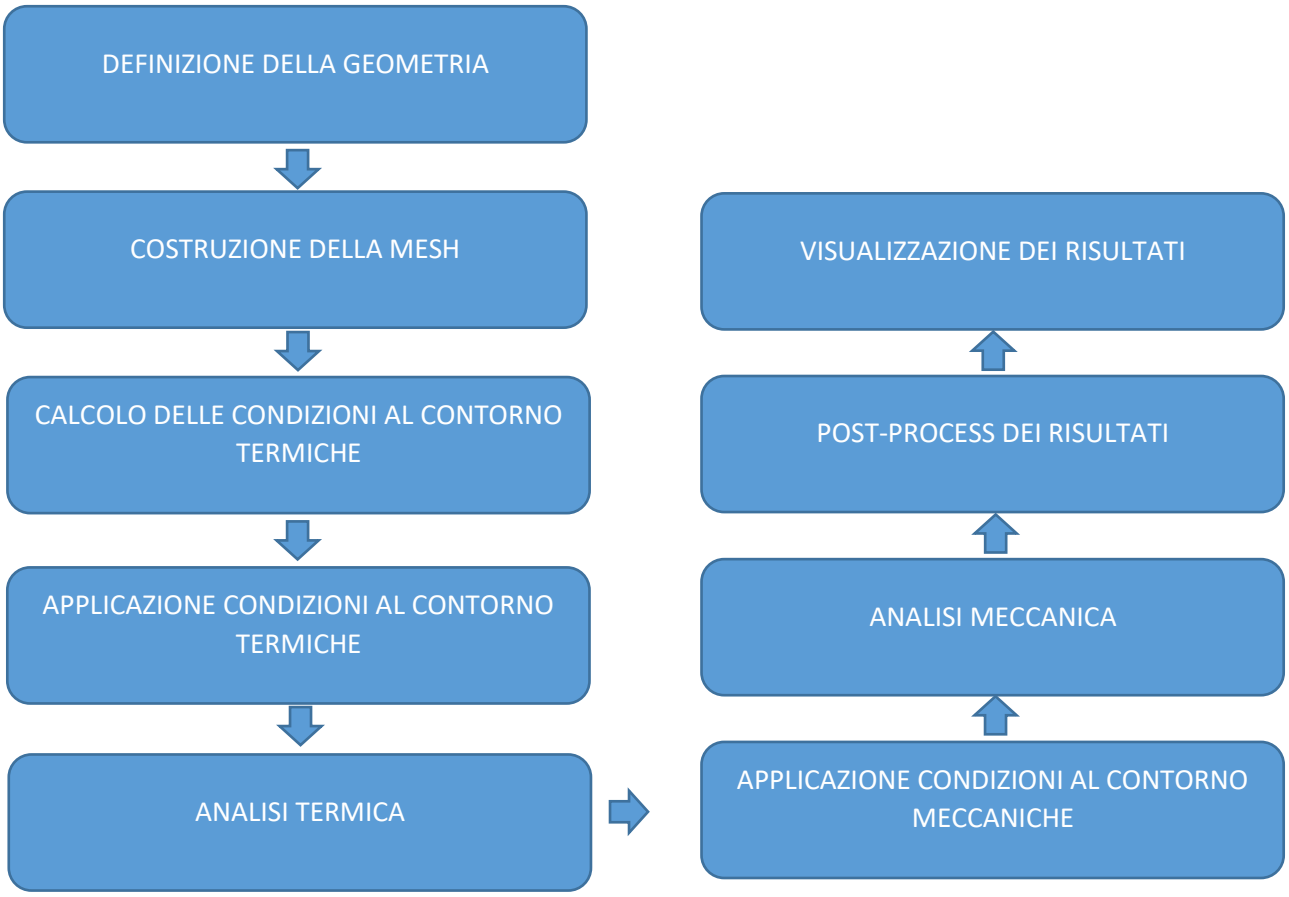

FIGURA 4-6 FLOW CHART ANALISI TERMOMECCANICA

4.2.1 GEOMETRIA INIZIALE

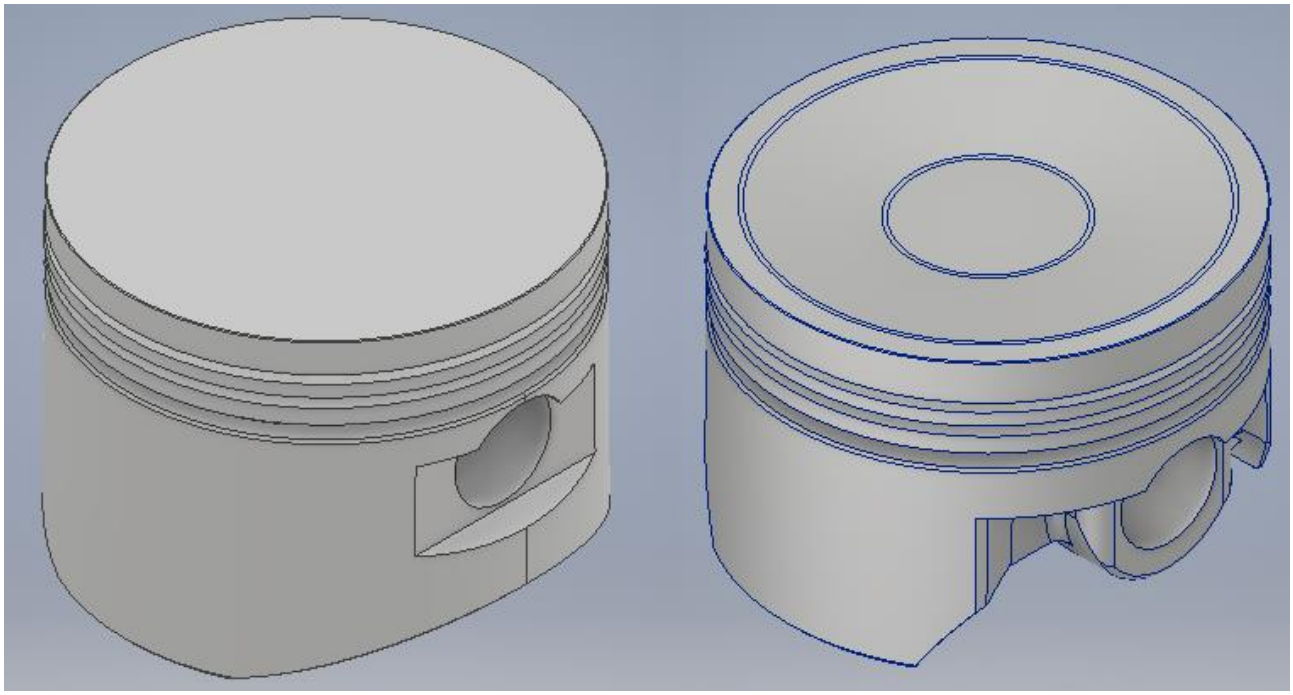

FIGURA 4-7 CONFRONTO GEOMETRIA DEL PISTONE ORIGINALE HONDA (SX) E PRIMA GEOMETRIA MODIFICATA (DX)

Tutti i criteri esposti nei paragrafi precedenti sono stati di grande aiuto nella definizione della geometria ottimale richiesta all'azienda che ha realizzato i nuovi pistoni. Le modifiche più importanti, visibili in Figura 4-7 riguardano:

- Innalzamento della superficie del cielo del pistone atta a realizzare il rapporto di compressione aumentato, che passa così da 8:1 a 10.5:1[18]
- Realizzazione superficie concava del cielo per generare moti di squish. È stata posta attenzione a non realizzare spigoli vivi onde evitare la creazione di punti caldi che possono, a loro volta, generare fenomeni di autoaccensione che possono culminare in detonazioni.
- Riduzione marcata del mantello per contenere il valore delle masse alterne e ridurre gli attriti tra canna e pistone.

Onde fornire risultati più realistici è stata impiegata anche la geometria dello spinotto. Il motivo di tale scelta sarà chiarito nella trattazione dei vincoli impiegati quando sia applicato l'effetto della pressione.

[18] Si ricorda tuttavia che la prima fase di simulazione 3D è stata condotta applicando i carichi meccanici indotti dal rapporto di compressione di 8 anche se la geometria su cui è stata condotta realizza un rapporto di compressione di 10.5. Solo in un secondo svolgimento di analisi termostrutturale che mira alla verifica, i carichi predetti dal nuovo modello 1D con rapporto di compressione 10.5 ed impiego di etanolo sono stati applicati alla geometria finale.

4.2.2 MESH

L'ambiente di Hypermesh offre un'ampia gamma di elementi di base per mesh 2D e 3D che quindi possono essere solidi, shell e superfici analitiche. Questo tuttavia comporta anche una scelta appropriata in quanto elementi non adatti al tipo di studio che si sta conducendo possono portare a risultati erronei. I differenti elementi 3D vengono riportati in Figura 4-8:

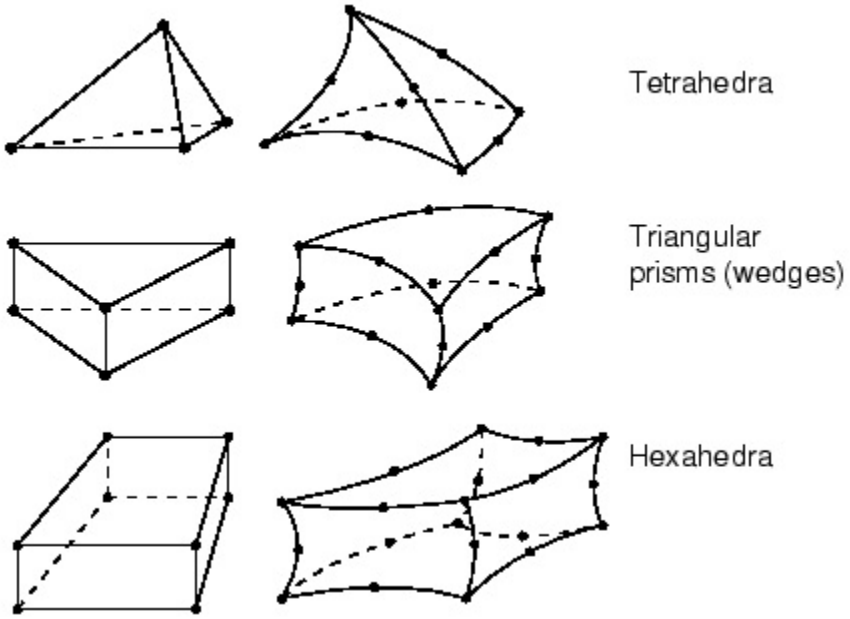

FIGURA 4-8 TIPI DI ELEMENTI TRIDIMENSIONALI IMPIEGATI PER LE MESH

Tali elementi sono suddivisi in merito al numero di facce che posseggono e sono definiti da un numero di nodi collegati tra loro matematicamente (linee di collegamento nodi). Si può effettuare un ulteriore suddivisione, aggiungendo nodi intermedi, ottenendo così elementi non lineari (parte destra dellaFigura 4-8).

Prima di poter effettuare la discretizzazione della geometria, questa è stata corretta in quanto spigoli vivi e raccordi possono produrre mesh povere in alcune zone. La mesh iniziale è stata fatta in 2D sulle superfici del pistone e sono stati impiegati sia elementi quadrangolari (CQUAD4) con 4 nodi che elementi triangolari (CTRIA3) con 3 nodi. Gli elementi CQUAD4 sono poi stati divisi attraverso il comando "splitquad" in modo da ottenere solo elementi tetraedrici nella mesh 3D. Ottenuta una prima discretizzazione 3D questa necessita di ottimizzazione. I risultati ottenuti in qualsiasi simulazione 3D sono molto influenzati dalla discretizzazione impiegata e così le tempistiche computazionali. È possibili selezionare diversi criteri di ottimizzazione per la mesh e per ognuno di essi è possibile selezionare valori di soglia a seconda del risultato ricercato oppure, come nel caso in esame, utilizzare quelli di default suggeriti dal software. Di seguito viene esposto l'elenco dei criteri utilizzati nell'ottimizzazione degli elementi 2D con una breve descrizione del significato di quelli di maggiore interesse così come presentati in (7):

- **JACOBIAN**: Misura la deviazione di ciascun elemento dalla sua forma "perfetta". Ad esempio in un elemento triangolare la deviazione è lo scostamento dalla condizione equilatera. Il range di valori è compreso tra 0.0 e 1.0 ove il massimo, preferibile, rappresenta la forma perfetta. Di particolare rilevanza è il determinante della matrice jacobiana in quanto relaziona l'allungamento locale dello spazio parametrico necessario per aderire allo spazio con coordinate assolute.
- **ASPECT RATIO**: E' il rapporto tra la lunghezza del bordo maggiore di un elemento rispetto a quello inferiore o alla minor distanza di un nodo ad angolo del bordo opposto ("altezza normalizzata minima"). Quando viene impiegato su elementi 3D ogni faccia viene trattata come un elemento 2D e quindi il suo Aspect Ratio viene determinato. Valori inferiori a 5:1 sono generalmente accettati.
- **WARPAGE**: E' definito come un angolo tra le normali di due piani formati dividendo gli elementi quadrangolari lungo le loro diagonali. L'angolo massimo tra quelli possibili impiegando una diagonale piuttosto che l'altra viene definito angolo di Warpage.
- **SKEW**: Rappresenta la distorsione angolare prossima al valore 0 per un elemento di superficie quadrilatero. Stabilendo un angolo di skew ("distorsione") massimo, uno strumento implementato all'interno del software vaglia la qualità del parametro skew di ogni elemento andando ad evidenziare quelli che non rispettano i limiti dichiarati.

Anche gli elementi 3D hanno criteri di ottimizzazione con significato analogo a quello esposto per gli elementi 2D. Quelli impiegati, ancora una volta con valori di soglia suggeriti dal software di default sono i seguenti:

- **VOLUME ASPECT RATIO**
- **VOLUME SKEW**
- **TETRA COLLAPSE**

4.2.3 DEFINIZIONE DELLE PROPRIETA' DEL MATERIALE

Teoricamente sarebbe possibile dichiarare soltanto due tipologie di materiali per i due componenti della geometria totale: pistone e spinotto. Tuttavia l'analisi termica procede per una calibrazione iterativa dei coefficienti di scambio termico relativi alle varie zone in cui è possibile dividere la mesh totale. Per tale motivo la numerosità iniziale delle schede relative ai materiali è pari a quella delle macroaree in cui verrà poi suddivisa la geometria discretizzata. Sono state create 6 schede per dichiarare le proprietà del materiale ognuna delle quali descrive il materiale da un punto di vista meccanico (MAT1) e termico (MAT4). Le differenti unità di misura impiegabili per dichiarare le quantità necessarie nel software, non solo a livello di proprietà dei materiali ma anche per flussi termici e carichi meccanici, sono mostrate in Tabella 4-1.

TABELLA 4-1 UNITÀ DI MISURA IMPIEGATE IN HYPERMESH (7)

Quantity	Symbol	Dimension	SI-System (MKS)	System mm-t-s Unit	Mult.	System mm-kg-ms Unit	Mult.
Length	l	L	m	mm	10^3	mm	10^3
Mass	m	M	kg	t (tonne)	10^{-3}	kg	1
Time	t	T	s	s	1	ms	10^3
Temperature	T	degrees	K	K	1	K	1
Work, Energy	W, E	ML^2T^{-2}	J=Nm=W • s	mJ	10^3	J	1
Acceleration	a	LT^{-2}	$m • s^{-2}$	$mm • s^{-2}$	10^3	$mm • ms^{-2}$	10^{-3}
Area	A	L^2	m^2	mm^2	10^6	mm^2	10^6
Frequency	f	T^{-1}	$Hz=s^{-1}$	$Hz=s^{-1}$	1	ms^{-1}	10^{-3}
Velocity	v	LT^{-1}	$m • s^{-2}$	$mm*s^{-1}$	10^3	$mm • ms^{-1}$	1
Volume	V	L^3	m^3	mm^3	10^9	mm^3	10^9
Angular Acceleration	α	T^{-2}	$rad • s^{-2}=s^{-2}$	$rad • s^{-2}=s^{-2}$	1	$rad • ms^{-2}=ms^{-2}$	10^{-6}
Angular Velocity	ω	T^{-1}	$rad • s^{-1}=s^{-1}$	$rad • s^{-1}=s^{-1}$	1	$rad • ms^{-1}=ms^{-1}$	10^{-3}
Density	ρ	ML^{-3}	$kg • m^{-3}$	$t • mm^{-3}$	10^{-12}	$kg • mm^3$	10^{-9}
Pressure, Stress, Young's Modulus	p, σ, τ, E	$ML^{-1}T^{-2}$	$Pa=N • m^{-2}$	$MPa=N • mm^{-2}$	10^{-6}	$GPa=kN • mm^2$	10^{-9}
Force	F	MLT^{-2}	$N=kg • m • s^{-2}$	N	1	kN	10^{-3}
Moment	M	ML^2T^{-2}	N • m	N • mm	10^3	kN • mm	1
Stiffness	c	MT^{-2}	$N • m^{-1}$	$N • mm^{-1}$	10^{-3}	$kN • mm^{-1}$	10^{-6}

Nel presente lavoro è stato scelto di riferirsi alla terza colonna che rappresenta il sistema internazionale MKS.

I valori di primo tentativo impiegati nelle cinque schede relative al pistone sono presentati in Tabella 4-2:

TABELLA 4-2 PROPRIETÀ ALSIMG6005 IMPIEGATO IN HYPERMESH PER CARATTERIZZARE IL PISTONE

PROPRIETA' AlSiMg6005	
MAT1	
MODULO DI YOUNG [GPa]	67
MODULO DI TAGLIO [GPa]	26.5
DENSITA' [kg/m^3]	2700
COEFFICIENTE DI ESPANSIONE TERMICA [1/K]	$2.3*10^{-5}$
MAT4	
CONDUCIBILITA' TERMICA [W/mK]	175
CALORE SPECIFICO [J/kgK]	837
COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO [W/m^{2}K]	80

Mentre per lo spinotto si hanno i valori di Tabella 4-3

TABELLA 4-3 PROPRIETÀ ACCIAIO NICR IMPIEGATO IN HYPERMESH PER CARATTERIZZARE LO SPINOTTO

PROPRIETA' Acciaio NiCr	
MAT1	
MODULO DI YOUNG [GPa]	210
MODULO DI POISSONT	0.3
DENSITA' [kg/m^3]	7900
COEFFICIENTE DI ESPANSIONE TERMICA [1/K]	1.2*10^{-5}
MAT4	
CONDUCIBILITA' TERMICA [W/mK]	40
CALORE SPECIFICO [J/kgK]	465
COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO [W/m^{2}K]	16.4

Alcune precisazioni devono essere fatte: i valori sono stati presentati in unità di misura che ne facilitassero la lettura ma devono essere riportati nella forma suggerita dalla Tabella 4-1. Il valore del coefficiente di scambio termico è il parametro di calibrazione durante l'analisi termica. Mentre le altre sono proprietà specifiche del materiale questo è stato reperito in letteratura in studi di simulazione termostrutturale analoga a quella presentata. Infine il materiale scelto per il pistone è stato scelto arbitrariamente, essendo le caratteristiche del materiale impiegato dal costruttore protette da segreto aziendale. La similitudine è comunque stata certificata dallo stesso quindi nessun errore rilevate è stato introdotto.

In seguito viene definito che i corpi del pistone e dello spinotto sono solidi. Deve poi essere dichiarato il tipo di contatto che esiste tra i due. Riferendosi alla Figura 4-9 si notano in rosso i nodi relativi alle portate del pistone dichiarati come nodi "Master" mentre in verde sono rappresentati quelli dello spinotto definiti "Slave". Una volta definite le superfici di contatto devono essere dichiarate le proprietà di questo in termini di coefficienti di attrito statico e dinamico. Anche se dichiarato il coefficiente di attrito dinamico non è utilizzato dal software nella specifica simulazione termostrutturale. I loro valori sono riportati in Tabella 4-4.

TABELLA 4-4 COEFFICIENTI DI ATTRITO STATICO E DINAMICO

TIPO DI ATTRITO	VALORE
STATICO	0.61
DINAMICO	0.47

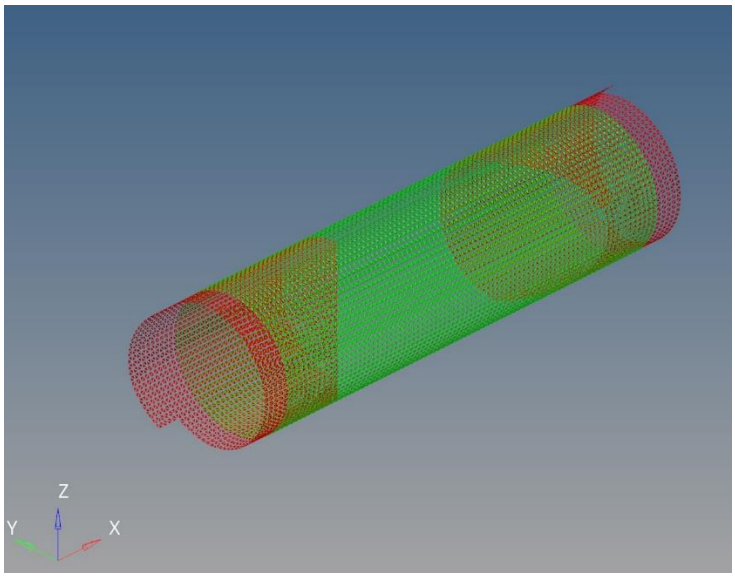

FIGURA 4-9 DEFINIZIONE DEL CONTATTO TRA SPINOTTO (VERDE) E PORTATE DEL PISTONE (ROSSO)

4.2.4 ANALISI TERMICA

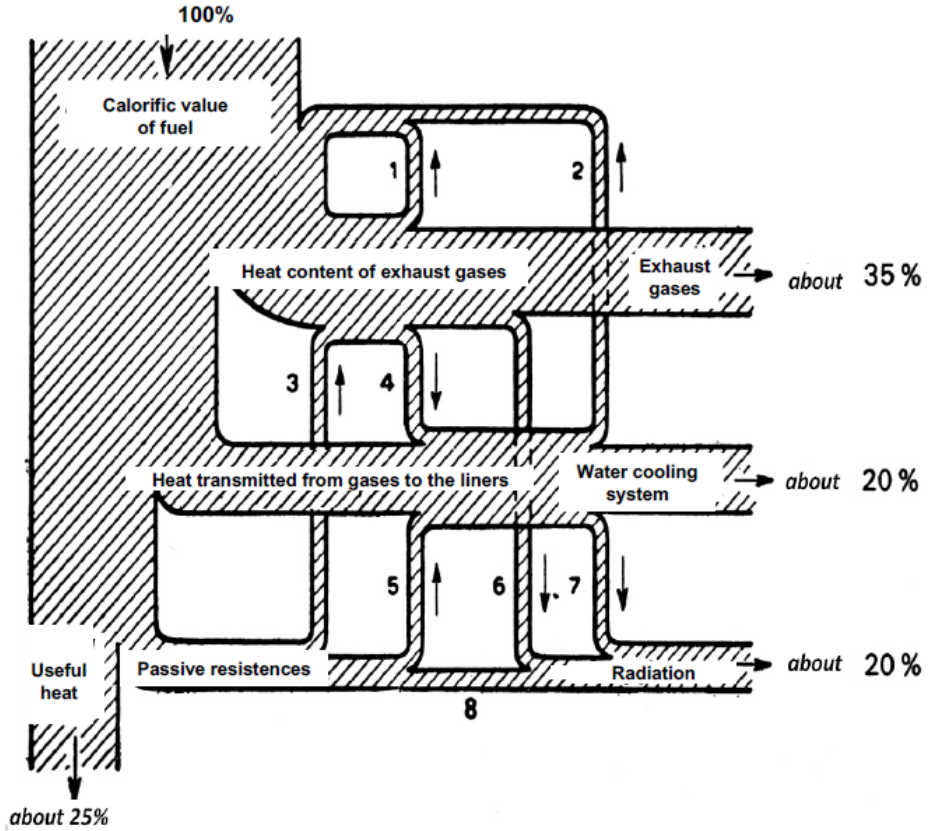

FIGURA 4-10 FLUSSI TERMICI IN INGRESSO ED USCITA DAL MOTORE

La Figura 4-10 è una rappresentazione della complessa schematizzazione dei flussi in ingresso ed uscita dal motore e mostra come solo una parte relativamente piccola venga poi trasformata in potenza utilizzabile. I carichi termici hanno sempre costituito un elemento cruciale nello sviluppo di un motore. L'elevata

complessità del trasferimento di calore nell'insieme del pistone non è ancora definita in maniera univoca per i ricercatori. Tuttavia quello in Figura 4-11 è un modello di largo impiego per poter stimare il comportamento del componente e conduce a risultati interessanti, se atti a definire le tolleranze costruttive.

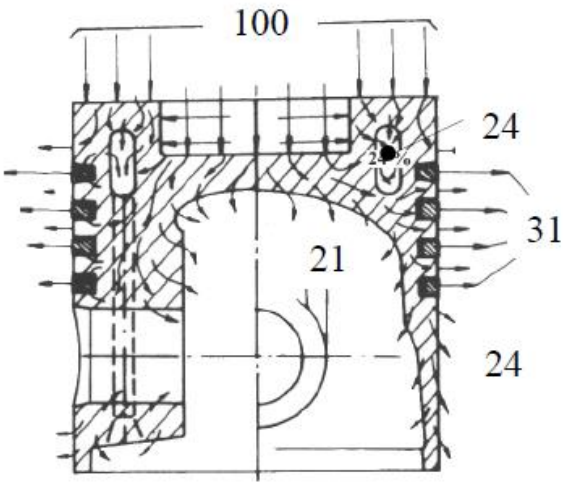

FIGURA 4-11 FLUSSI TERMICI IN INGRESSO ED USCITA DAL PISTONE

Fatto cento il flusso termico ricevuto dal cielo del pistone, il 24% viene scambiato dalla superficie laterale sia sopra l'alloggiamento dei segmenti sia dal mantello e dalla galleria di raffreddamento, il 31% è ceduto per contatto diretto con la canna dai segmenti stessi, palesando come sia importante garantire un adesione ottimizzata dei due, mentre solo il 21% è ceduto dalle portate allo spinotto.

Come precedentemente accennato le condizioni in cui tutta l'analisi viene effettuata sono quelle stazionarie. Ulteriori approssimazioni vengono imposte per semplificare l'analisi in particolare:

- Le forme di trasferimento di calore considerate sono conduzione e convezione, prescindendo dall'irraggiamento il cui effetto risulta essere limitato.
- Non viene considerato l'effetto del regime di lubrificazione tra cilindro e pistone
- Non viene modellato in maniera realistica lo scambio termico nella galleria di raffreddamento in quanto non si conosce in maniera quantitativa la predominanza della convezione rispetto alla conduzione. Va inoltre considerato che l'olio si miscela con l'aria rendendo un modello matematico eccessivamente complesso, in relazione a quello che può essere il beneficio in termini di correttezza del risultato.
- La dipendenza dei coefficienti di scambio termico non è relazionata ai giri del motore e alla temperatura dell'olio.

Il processo prevede una calibrazione atta modificare i flussi di primo tentativo in modo da rilevare campi di temperatura realistici, sia confrontandoli con valori sperimentali, qualora se ne abbiano a disposizione, sia basandosi su informazioni derivanti dalla letteratura. Durante tale calibrazione i coefficienti di scambio termico

delle varie macro zone vengono corretti e ulteriore verifica viene fatta controllando che il flusso in ingresso equivalga alla sommatoria di quelli in uscita, in ottemperanza del bilancio energetico.

Nel modello vengono imposti i modelli di convezione secondo il seguente iter:

- **SELEZIONE DELLE SUPERFICI:** La superficie esterna viene suddivisa in macro zone così come mostrato in Figura 4-12. Sono così ottenute le seguenti zone: cielo (rosso), segmenti (verde), mantello (viola) e galleria di raffreddamento (giallo).

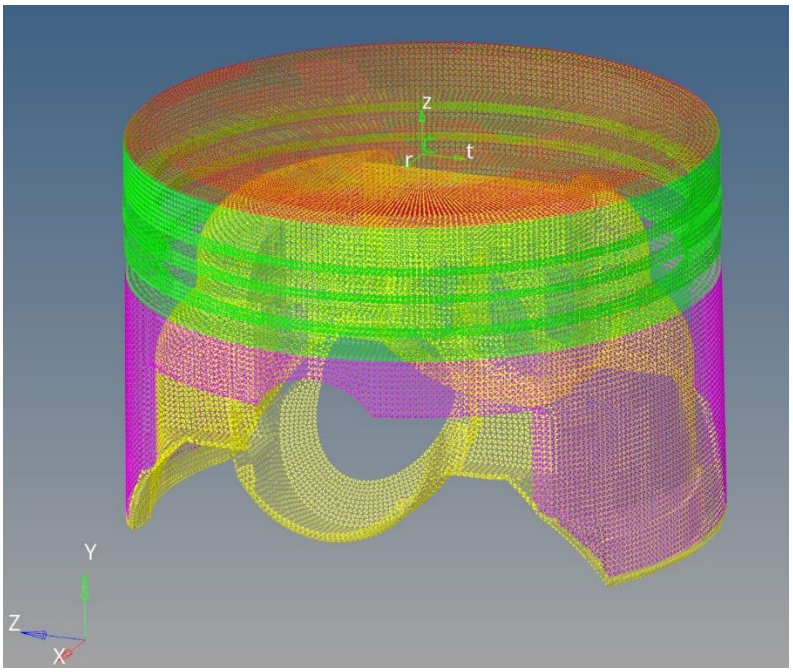

FIGURA 4-12 SUDDIVISIONE DELLA SUPERFICIE ESTERNA DEL PISTONE IN MACROAREE PER LA CALIBRAZIONE DEI COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICO

Gli elementi selezionati sono elementi tridimensionali che appartengono alla superficie esterna e non elementi bidimensionali. La precedente dichiarazione dei cinque differenti materiali è necessaria poiché la fase di calibrazione prevede, se necessario, che il coefficiente di scambio termico sia variato da zona a zona in modo da avere un flusso di calore attraverso queste che replichi il reale e termini in un campo di temperature realistico. Qualora fosse stato dichiarato un solo materiale il coefficiente sarebbe stato necessariamente unico per tutte le zone.

- **TEMPERATURE DI INIZIALIZZAZIONE**: Devono essere dichiarate le temperature di inizializzazione per ogni zona. Questo viene fatto dichiarando la temperatura in un nodo esterno che vincola tutti i nodi della zona a cui esso è riferito. In Figura 4-13 viene mostrata tale procedura relativamente alla superficie del cielo del pistone. La temperatura viene dichiarata nel nodo posto sul vertice superiore del triangolo rappresentante il vincolo, posto sopra la superficie stessa. Tutti i nodi che costituiscono la superficie del pistone vengono vincolati al nodo.

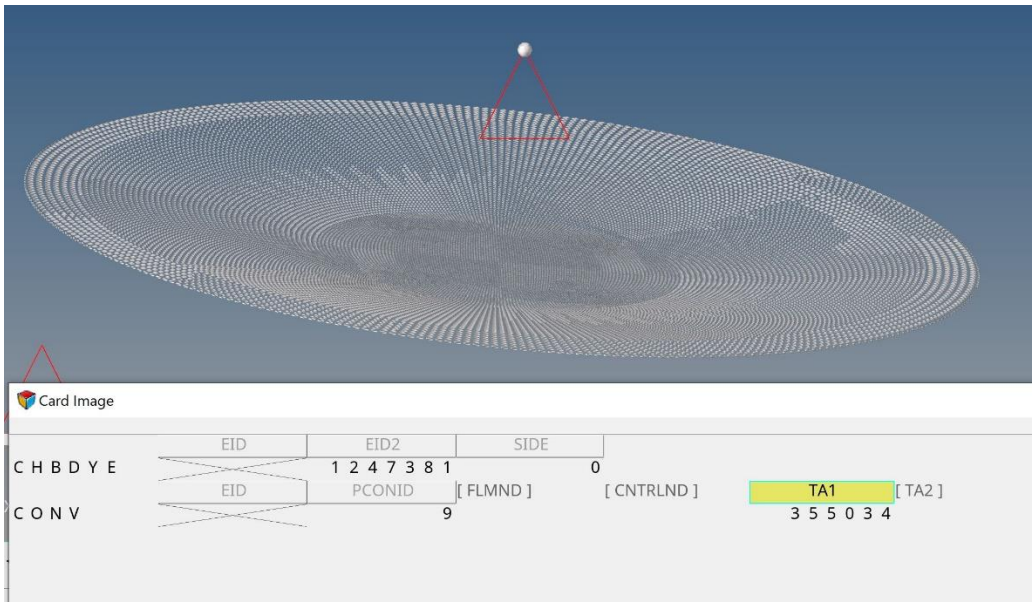

FIGURA 4-13 TEMPERATURA DI INIZIALIZZAZIONE PER IL CIELO DEL PISTONE

Le temperature con cui è stata inizializzata l'analisi termica sono state reperite in (1) e sono riassunte nella Tabella 4-5.

TABELLA 4-5 TEMPERATURE DI INIZIALIZZAZIONE ANALISI TERMICA

ZONA	TEMPERATURA DI INIZIALIZZAZIONE [°C]
CIELO	280
SEGMENTI	220
MANTELLO	200
GALLERIA DI RAFFREDDAMENTO	170
SPINOTTO	225

- **DICHIARAZIONE DEL CARICO TERMICO:** Il modello di scambio termico viene definito attraverso il template QBDY1 per la tipologia del carico. All'interno viene inserito il valore derivante dal modello 1D per il flusso termico ricevuto dal pistone pari a 407 kW/m^2. Tale Il valore presentato fa riferimento al punto motore scelto precedentemente (5500RPM WOT)

4.2.5 ANALISI TERMOMECCANICA

Terminata la calibrazione dei coefficienti di scambio termico si procede alla descrizione del modello strutturale che viene effettuata secondo i seguenti passaggi:

- **DICHIARAZIONE DEL CARICO MECCANICO**: Il processo è analogo alla dichiarazione dei carichi termici con la distinzione del template impiegato che risulta essere PLOAD4. All'interno viene imposta la pressione massima ottenuta dal modello 1D nello stesso punto motore dell'analisi

precedente. Il suo valore è pari a 40 bar. Nel momento di implementare tale valore all'interno del software si deve tener conto dell'orientamento degli assi. Pertanto il reale valore introdotto è definito con le udm di Tabella 4-1 con il segno meno per specificare il verso opposto all'asse y secondo il sistema di riferimento utilizzato.

- **DICHIARAZIONE DEI VINCOLI**: Durante una prima analisi lo spinotto non era stato considerato. Tuttavia, vincolando le superfici interne delle portate, si assisteva ad un eccessiva concentrazione delle tensioni in queste zone che non corrisponde alla situazione reale. Essendo anche le deformazioni, che si ricordano essere lo scopo ultimo di tale analisi, influenzate da tale aspetto è stato scelto di complessificare la geometria aggiungendo lo spinotto e vincolando questo. Non essendo la verifica dello spinotto l'interesse della simulazione eventuali concentrazioni delle tensioni date dalle modalità di vincolo non costituiscono un problema in termini di risultati.
  All'interno dello spinotto sono stati utilizzati degli oggetti definiti "Rigids" di tipologia RBE2 i quali impongono che tutti i nodi soggetti abbiano spostamenti identici in termini di modulo. Il vincolo è stato quindi posto nella posizione mediana dell'asse dello spinotto. La superficie della galleria di raffreddamento è stata vincolata invece attraverso dei collegamenti di tipo RBE3 i quali si distinguono rispetto agli RBE2 per distribuire forze e momenti non i maniera costante bensì relazionandoli alla distanza dal punto di vincolo. La Figura 4-14 (7) chiarisce il concetto.

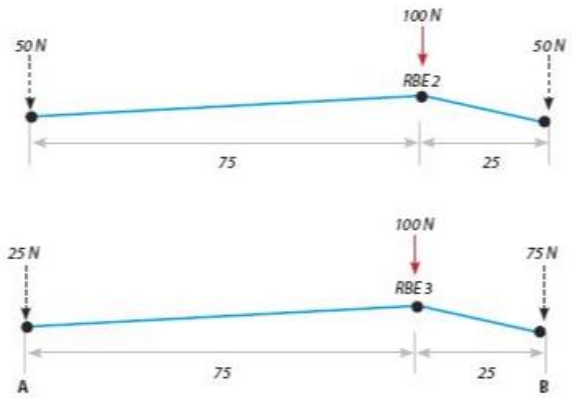

FIGURA 4-14 DIFFERENZA TRA OGGETTI RBE2 E RBE3 (7)

Il nodo al quale è vincolato il pistone è poi collegato ad una molla tramite l'oggetto CELAS all'interno del quale è stata imposta una rigidezza di 1000N/m. La catena dei vincoli è chiusa da un incastro che si collega all'altro estremo della molla. Il risultato finale del processo di dichiarazione dei vincoli è mostrato in Figura 4-15, in rosso si ha la geometria del pistone ed in blu quella dello spinotto. I vincoli RBE2 all'interno dello spinotto sono visibili in verde mentre gli RBE3 hanno colore giallo. Infine la molla in bianco viene collegata all'incastro sottostante rappresentato dal triangolo.

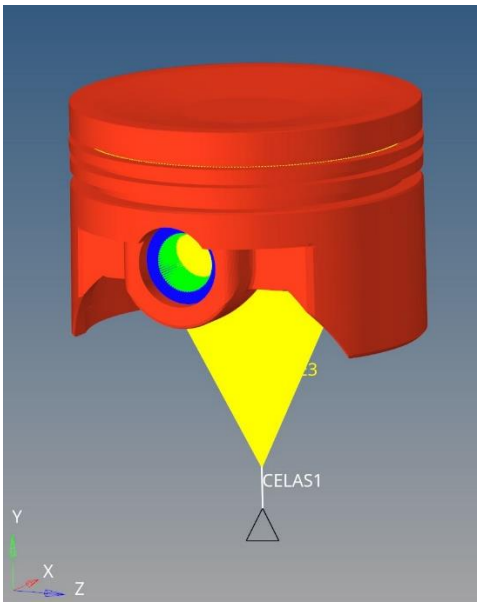

FIGURA 4-15 VINCOLI IMPOSTI SULLA GEOMETRIA DEL PISTONE E DELLO SPINOTTO

- **DEFINIZIONE LOAD STEP**: Si impone che per prima venga effettuata l'analisi termica inizializzando le temperature (condizioni al bordo) dopodiché i carichi termici sono applicati. Vengono imposte le pressioni e l'analisi termica viene dichiarata come "Subcase", ovvero il campo termico precedentemente calcolato dal software è superimposto come condizione al contorno prima di applicare lo stress meccanico.

4.2.6 RISULTATI

Il primo risultato presentato è quello del campo di temperature ottenuto imponendo i carichi termici. La validazione deve essere fatta preferibilmente impiegando dati sperimentali. Non essendo a disposizione del team la strumentazione necessaria è stato scelto il secondo metodo consigliato ovvero il confronto con dati derivanti da letteratura. In Figura 4-16 è possibile confrontare i valori ottenuti con quelli reperiti in (1).

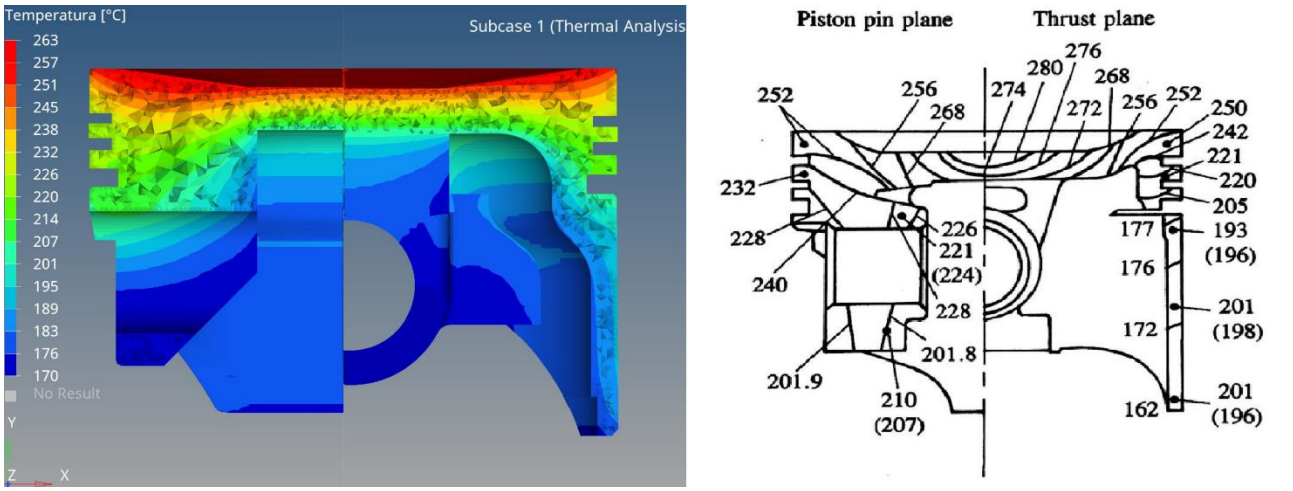

FIGURA 4-16 CONFRONTO TRA CAMPI DI TEMPERATURA DI ANALISI TERMICA SVOLTA (SX) E DI LETTERATURA (7) (DX)

La corrispondenza tra le temperature reperite in letteratura valida l'analisi termica ed i coefficienti di scambio termico che non hanno richiesto ulteriore calibrazione.

Passando alle deformazioni viene proposta l'immagine della sezione in Figura 4-17 che mostra con maggior precisione la zona delle portate.

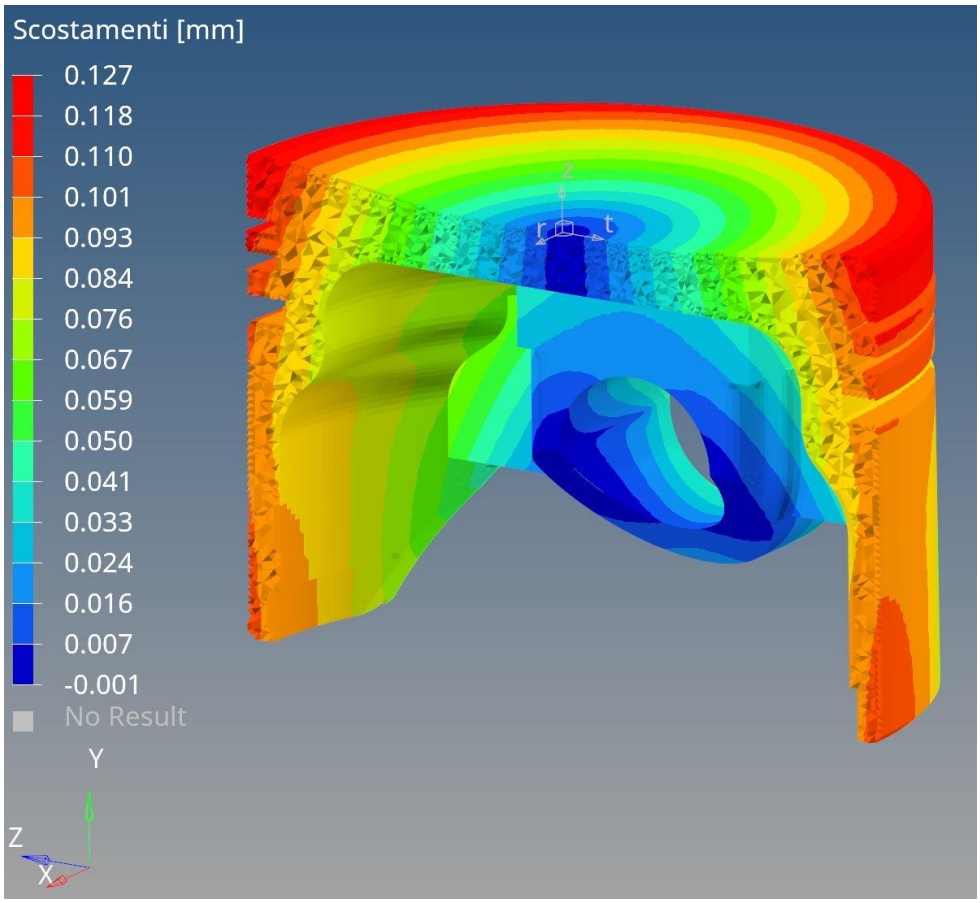

FIGURA 4-17 DEFORMAZIONI PRIMA GEOMETRIA PROGETTATA IN CONDIZIONI OPERATIVE (VISTA IN SEZIONE)

Nella vista intera di Figura 4-18 invece è possibile notare la criticità della prima geometria progettata. Come ci si attende i maggiori scostamenti si verificano nella periferia della corona sul cielo del pistone, il costruttore ha quindi usato i valori di massimo scostamento, nell'ordine di 0.1 mm, per realizzare l'accoppiamento con il cilindro. Il fatto che si assista ad uno scostamento importante del mantello è stato individuato immediatamente come una problematica risolvere. Le motivazioni che possono essere addotte a causare tale fenomeno sono le dimensioni troppo ridotte del mantello assieme al suo spessore troppo esiguo. Anche se il campo termico non risulta essere particolarmente stressante in questa zona, la quantità ridotta di materiale determina comunque dilatazioni eccessive.

Nella progettazione finale del pistone tutti queste informazioni sono state utilizzate ed hanno fornito le linee guida per poter avere un componente meglio ingegnerizzato e sottoposto comunque ad un processo di verifica (vedi capitolo successivo).

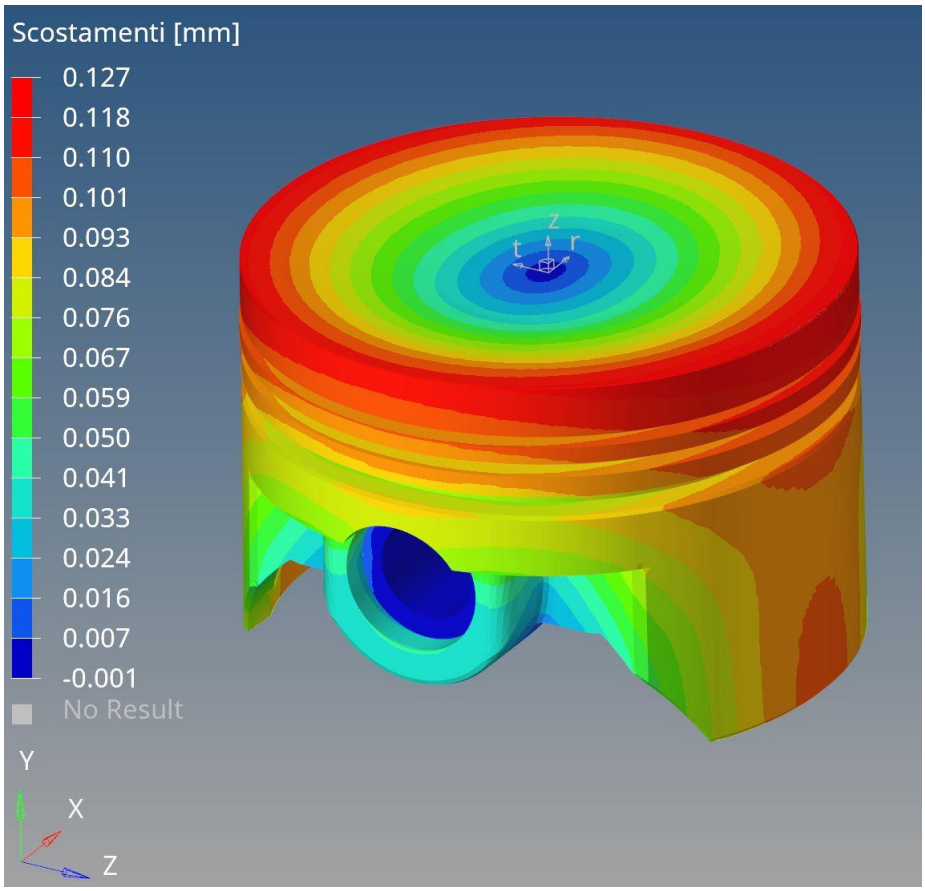

FIGURA 4-18 DEFORMAZIONI DELLA PRIMA GEOMETRIA PROGETTATA IN CONDIZIONI OPERATIVE (VISTA INTERA)

5 PREVISIONE DELL'INCREMENTO DI PRESTAZIONI CON NUOVA GEOMETRIA

Dopo aver effettuato lo studio primario del pistone utilizzando dati provenienti dal modello 1D validato questo deve essere modificato ulteriormente diventando a tutti gli effetti predittivo. I dati provenienti da tale analisi saranno di input per una seconda analisi termostrutturale da effettuare sulla geometria finale del pistone che possa consentire una verifica del nuovo pistone caratterizzata da condizioni al contorno che ne rappresentino l'impiego nelle reali condizioni operative.

5.1 MODIFICHE MODELLO 1D

Il modello 1D validato viene modificato per poter includere l'effetto di un rapporto di compressione incrementato e l'impiego dell'etanolo. I risultati cercati sono i medesimi ottenuti nella precedente esecuzione della simulazione (RISULTATI 4.2.6), ovvero quelli richiesti come input dell'analisi 3D. La sottile differenza risiede nel fatto che in questa seconda esecuzione i risultati saranno predetti e validati solo nel momento in cui saranno disponibili risultati sperimentali.

5.1.1 RAPPORTO DI COMPRESSIONE

Il potere antidetonante dell'etanolo consente di incrementare il rapporto di compressione senza incorrere in combustioni anomale il cui effetto è quello di condurre rapidamente i componenti alla rottura. Il modello viene modificato aumentando il rapporto di compressione che passa da 8 a 10.5. Viene quindi effettuata una prima fase di validazione delle capacità predittive valutando se i risultati prodotti siano in linea con i concetti reperibili in letteratura.

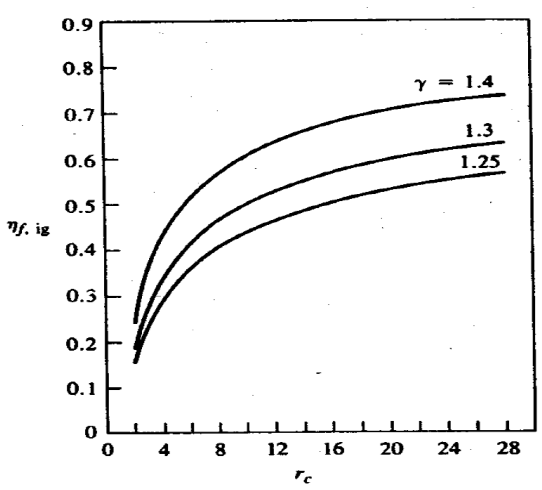

FIGURA 5-1 RENDIMENTO IDEALE AL VARIARE DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE (1)

Nella Figura 5-1 come descritto in (1) si possono apprezzare differenti curve relative a differenti valori di $\gamma=c_c/c_v$ riferiti ad un ciclo ideale. Il passaggio da un rapporto di compressione (ascisse nel grafico in Figura 5-1) di 8:1 ad un di 10.5:1, caso in esame, conduce ad un incremento di rendimento ideale di un 8%. Questo può giustificarsi andando a valutare come vari il ciclo p-V incrementando RC, per una data cilindrata costante. Incrementare il rapporto di compressione infatti significa innalzare la pressione all'inizio dell'espansione e con essa il rapporto di espansione attraverso il quale espande la carica durante la corsa di espansione. Si va in effetti ad aumentare l'area che rappresenta il lavoro positivo andando ad aumentare in ragione molto minore quella che rappresenta il lavoro negativo richiesto dalla compressione.

Gli effetti sulla pmi sono apprezzabili dall'Equazione 5-1:

EQUAZIONE 5-1

$$\frac{pmi}{p_1} = \left(\frac{Q^*}{c_v T_1}\right)\left(\frac{1}{\gamma-1}\right)\left(\frac{r_c}{r_c-1}\right)\left(1-\frac{1}{r_c^{\gamma-1}}\right)$$

Con:

Q^*= Potere calorifico inferiore gas ideale

r_c= Rapporto di compressione

p_1, T_1= pressione e temperatura di inizio compressione

L'incremento di RC a parità di condizioni di ammissione determina un aumento della pmi. Confrontando le pressioni medie indicate del modello con RC 8 e del modello con RC 10.5 il risultato in funzione del numero di giri è quello visibile in Figura 5-2

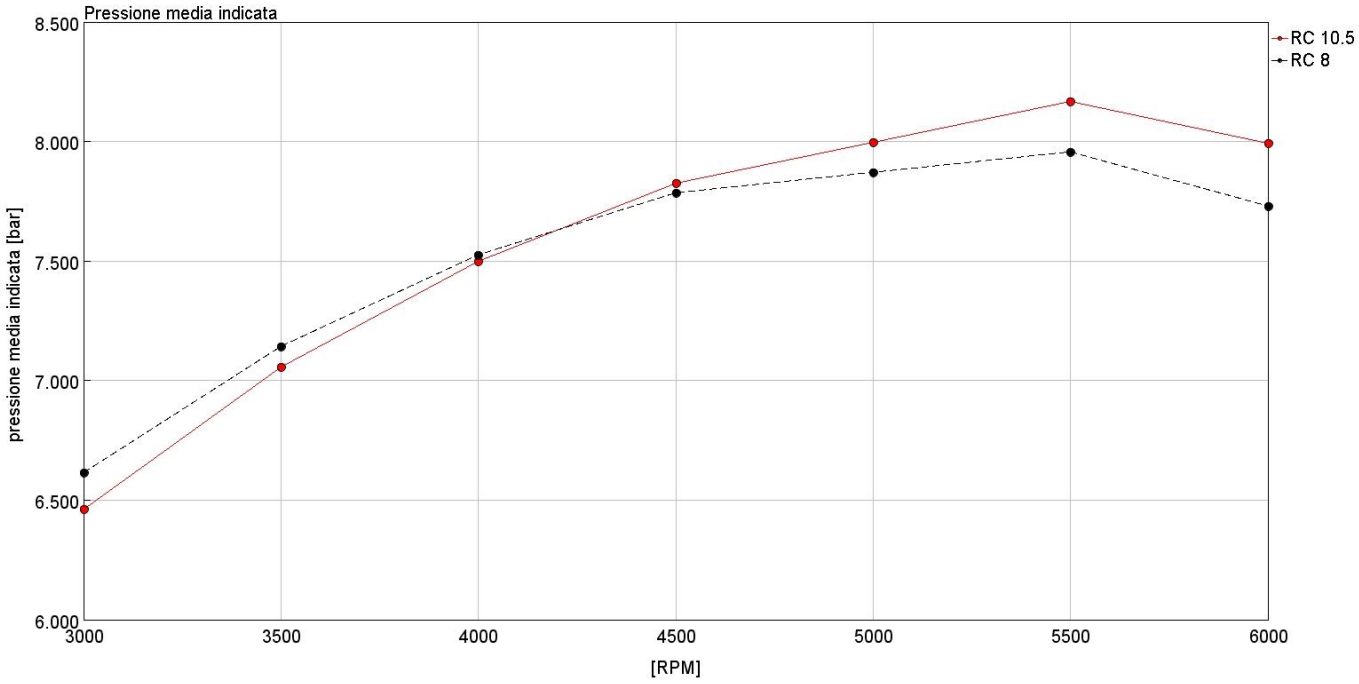

FIGURA 5-2 CONFRONTO PRESSIONI MEDIE INDICATE DEL MODELLO VALIDATO CON RC 8 E MODELLO PREDITTIVO CON RC 10.5 IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI

A numero di giri più elevati, soprattutto in quello di interesse per la simulazione 3D (5500RPM), il modello conferma che, a parità di condizioni di ammissione, in termini di pressione e temperatura, un incremento del rapporto di compressione comporta un aumento della pressione media indicata. Il decremento a giri inferiori invece sembra contraddire l'Equazione 5-1. Deve essere comunque ricordato che il motore usato presenta gravi problemi di blow-by, che sono stati tenuti in considerazione nel modello. Ai regimi inferiori il tempo a disposizione della carica per sfuggire dalla camera di combustione è maggiore. Unitamente a ciò le pressioni massime salgono qualora il rapporto di compressione sia incrementato, l'unione di questi due fattori culmina in una portata di blow-by più alta per il motore con rapporto di compressione più elevato. Ciò ha un peso maggiore ai regimi inferiori, tuttavia influenza anche i regimi più alti.

Un ulteriore effetto benefico per motori aspirati riguarda la frazione di massa residua all'interno del cilindro a fine scarico, che può essere definita secondo l'Equazione 5-2:

EQUAZIONE 5-2

$$x_r = \frac{1}{r_c} \frac{(p_e/p_i)^{\frac{1}{\gamma}}}{\left[1 + Q^*/\left(c_v T_1 r_c^{\gamma-1}\right)\right]^{\frac{1}{\gamma}}}$$

Con:

p_e= pressione condotto di scarico

p_i= pressione di aspirazione

Essa infatti diminuisce al crescere del rapporto di compressione, liberando ulteriore volume all'interno del cilindro a disposizione della carica fresca.

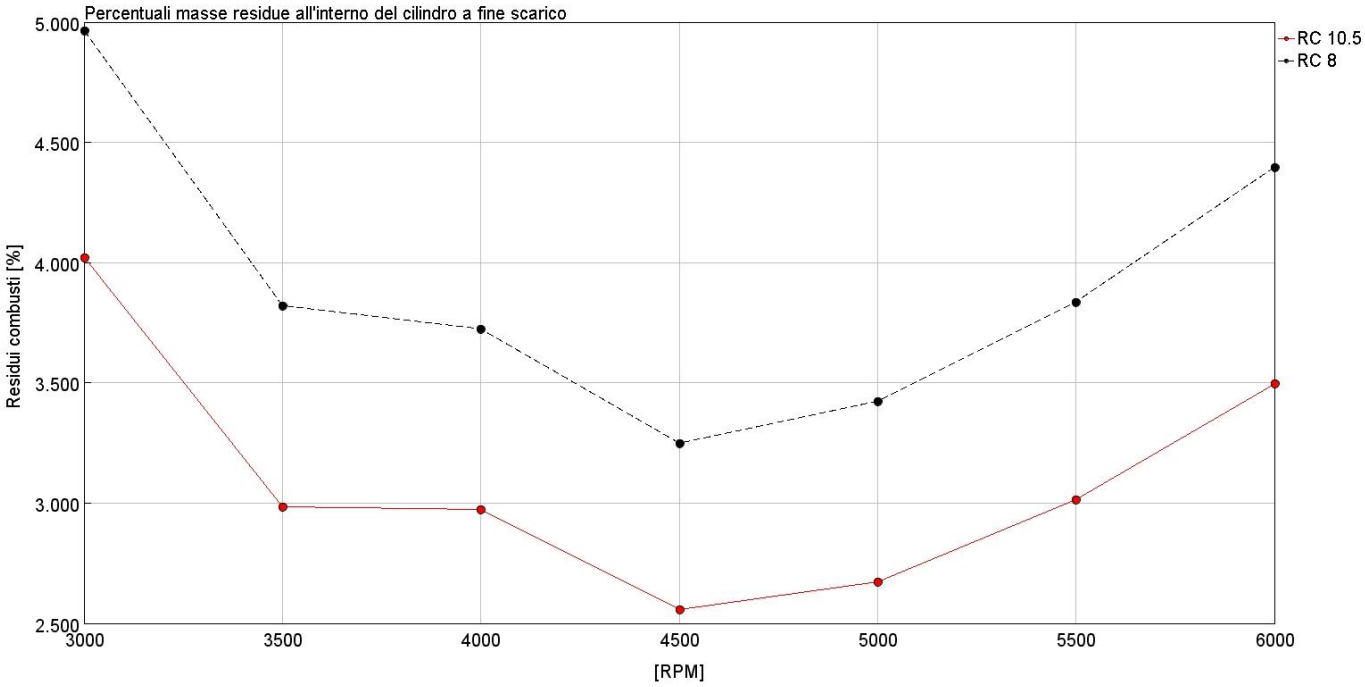

FIGURA 5-3 PERCENTUALI DELLE MASSE RESIDUE ALL'INTERNO DEL CILINDRO A FINE SCARICO IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI

In linea con quanto espresso dall'Equazione 5-2, in Figura 5-3, si nota una traslazione rigida verso il basso della curva che indica la percentuale di gas combusti residui in camera dopo la chiusura della valvola di scarico. Nella valutazione di tale percentuale in realtà GT-Suite tiene conto anche dell'EGR che tuttavia nel motore in esame risulta essere pari a 0%.

Finora si è fatto riferimento a cicli ideali ma qualora si prendano in esame motori reali, l'influenza del rapporto di compressione si estende a molti altri parametri di performance, quali: velocità e stabilità della combustione, trasferimento di calore e attriti. E' stata condotta una massiccia campagna di sperimentazione sull'effetto reale del rapporto di compressione nei motori ad accensione comandata ed i risultati ottenuti hanno mostrano, come ci si aspetta, che i redimenti di un reale motore siano inferiori a quelli auspicati dal ciclo ideale. Le cause di tale decremento vanno ricercate nel decremento del rapporto tra i calori specifici γ all'aumentare della temperatura, a combustioni imperfette, nelle quali non viene rilasciata totalmente l'energia chimica posseduta dalla carica ed infine alle perdite di calore dei gas combusti che ne vanno ad abbassare la pressione reale. È comunque stato dimostrato che le perdite per trasferimento di calore alle pareti siano ridotte all'aumentare del rapporto di compressione. Un ulteriore effetto da considerare riguarda la temperatura dei gas di scarico. Essa diminuisce con l'incremento del rapporto di compressione e dell'efficienza. E' anche stato dimostrato come le perdite per calore ceduto alle pareti della camera di combustione, intendendole come frazione dell'energia chimica del combustibile, diminuisca qualora sia il rapporto di compressione che l'efficienza aumentino.

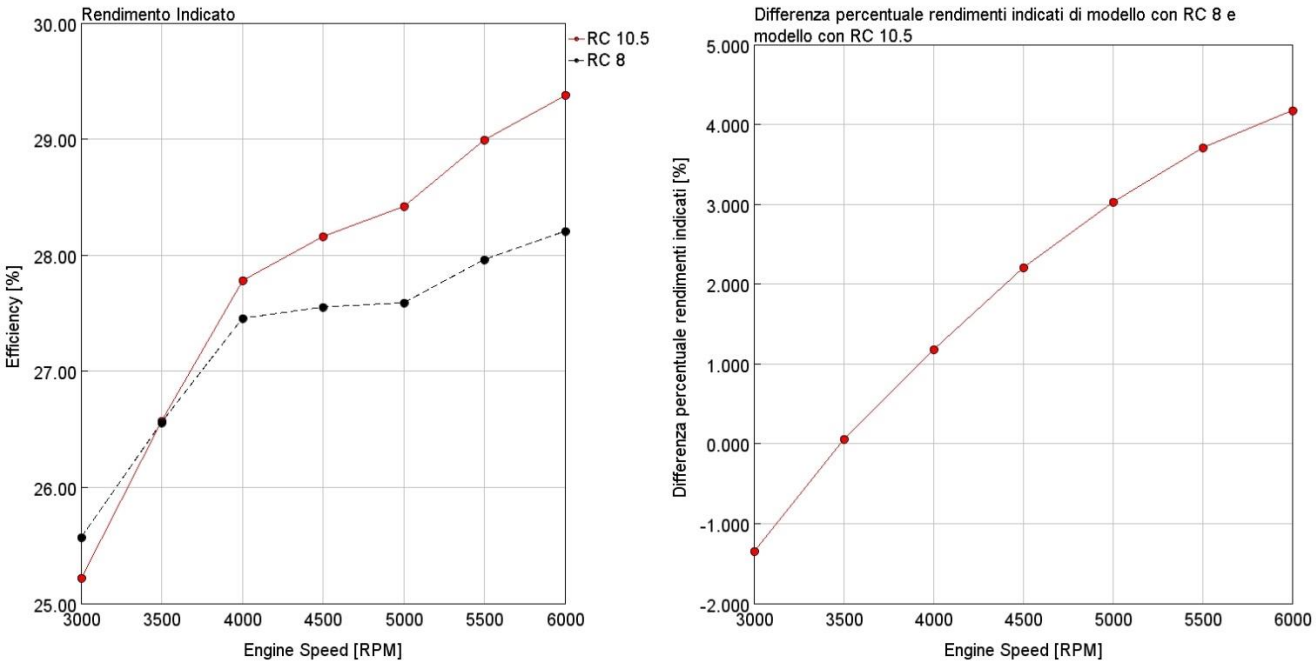

FIGURA 5-4 CONFRONTO TRA RENDIMENTI INDICATI DEL MODELLO CON RC 8 E MODELLO CON RC 10.5 IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI

In Figura 5-4 viene confermato quanto espresso sopra ovvero che si assiste ad un incremento del rendimento indicato, come mostra il grafico di sinistra, ma la sua entità è molto contenuta e sicuramente inferiore all'incremento del rendimento ideale. Il grafico di sinistra rappresenta una differenza percentuale tra i due rendimenti indicati e non raggiunge mai il 5%.

5.1.2 ETANOLO

Prima di valutare quelli che siano i miglioramenti introdotti tramite l'uso dell'etanolo questo deve essere presentato comparando le sue proprietà rispetto quelle delle possedute dalla benzina (Tabella 5-1).

TABELLA 5-1 PROPRIETÀ DEI COMBUSTIBILI

Fuel	Formula (phase)[a]	Molecular weight	Specific gravity (density,[b] kg/dm³)	Heat of vaporization, kJ/kg[c]	Specific heat: Liquid, kJ/kg · K	Specific heat: Vapor c_p, kJ/kg · K	Higher heating value, MJ/kg	Lower heating value, MJ/kg	LHV of stoich. mixture, MJ/kg[d]	$(A/F)_s$	$(F/A)_s$	Fuel octane rating: RON	Fuel octane rating: MON
Practical fuels[e]													
Gasoline	$C_nH_{1.87n}$(l)	~100	0.72–0.78	350	2.4	~1.7	46.3	43.0	2.76	14.6	0.0685	91–99	82–89
E10 gasoline	$C_nH_{1.94n}O_{0.043n}$(l)	~100	~0.75	400	2.4	~1.7	44.5	41.5	2.82	13.7	0.0730	96[e]	85[e]
Light diesel	$C_nH_{1.8n}$(l)	~170	0.78–0.84	270	2.2	~1.7	46.1	43.2	2.79	14.5	0.0690	—	—
Heavy diesel	$C_nH_{1.7n}$(l)	~200	0.82–0.88	230	1.9	~1.7	45.5	42.8	2.85	14.4	0.0697	—	—
Natural gas	$C_nH_{3.8n}N_{0.1n}$(g)	~18	(~0.79)	—	—	~2	50	45	2.9	15.7[f]	0.0637	—	—
Pure hydrocarbons													
Methane	CH_4(g)	16.04	(0.72)	509	0.63	2.2	55.5	50.0	2.72	17.23	0.0580	120	120
Propane	C_3H_8(g)	44.10	0.51 (2.0)	426	2.5	1.6	50.4	46.4	2.75	15.67	0.0638	112	97
Isooctane	C_8H_{18}(l)	114.23	0.692	308	2.1	1.63	47.8	44.3	2.75	15.13	0.0661	100	100
Cetane	$C_{16}H_{34}$(l)	226.44	0.773	358	2.2	1.6	47.3	44.0	2.78	14.82	0.0675	—	—
Benzene	C_6H_6(l)	78.11	0.879	433	1.72	1.1	41.9	40.2	2.82	13.27	0.0753	125	115
Toluene	C_7H_8(l)	92.14	0.867	412	1.68	1.1	42.5	40.6	2.79	13.50	0.0741	120	109
Alcohols													
Methanol	CH_4O(l)	32.04	0.792	1100	2.6	1.72	22.7	20.0	2.68	6.47	0.155	109	89
Ethanol	C_2H_6O(l)	46.07	0.785	900	2.5	1.93	29.7	26.9	2.69	9.00	0.111	109	90
Other fuels													
Carbon	C(s)	12.01	~2	—	—	—	33.8	33.8	2.70	11.51	0.0869	—	—
Carbon monoxide	CO(g)	28.01	(1.25)	—	—	1.05	10.1	10.1	2.91	2.467	0.405	106	—
Hydrogen	H_2(g)	2.015	(0.090)	—	—	1.44	142.0	120.0	3.40	34.3	0.0292	120–140	—

Dalla Tabella 5-1 possono essere dedotte le principali differenze, in particolare:

- **CALORE LATENTE DI VAPORIZZAZIONE**: Quasi tre volte quello della benzina. Può avere effetti benefici in termini di raffreddamento dell'aria comburente o creare gravi malfunzionamenti se impiegato nei motori a combustione interna soprattutto per partenze a freddo. Il fatto di riuscire a raffreddare la carica ha un doppio effetto positivo, oltre che aumentare la densità dell'aria, innalza le già elevate proprietà antidetonanti della carica stessa. Nei motori ad accensione comandata infatti una temperatura più bassa in ingresso al cilindro culmina in una temperatura inferiore anche in fase di combustione, ovvero condizioni meno rischiose per gli end-gas[19]. Quanto appena espresso assume un'importanza particolare nei casi di iniezione diretta, in cui tutto il calore di evaporazione viene sottratto all'aria comburente intrappolata all'interno del cilindro.

- **POTERE CALORIFICO INFERIORE**: Come riportato in (8) il contenuto energetico di un combustibile è un parametro estremamente importante essendo la sua influenza sul consumo di combustibile e sulla potenza prodotta da un motore termico molto elevata. La definizione di potere calorifico inferiore di un combustibile è la quantità di calore rilasciata durante una combustione con una specifica quantità di ossigeno (inizialmente alla temperatura di 25°C) con tutti i prodotti in forma gassosa, ove si assume che il calore latente di evaporazione dell'acqua nei prodotti della reazione non sia raggiunta. Il basso valore posseduto dall'etanolo è motivato dalla presenza di ossigeno in frazione elevata rispetto agli atomi di carbonio. I combustibili aventi questa proprietà sono detti ossigenati.

[19] Intendendosi le ultime porzioni di carica ad effettuare il processo di combustione.

- **RAPPORTO STECHIOMETRICO:** In una delle forme in cui può essere espressa la potenza sviluppata dal motore termico è presente il rapporto tra potere calorifico inferiore e rapporto aria combustibile impiegato. Quello appena descritto prende il nome di parametro energetico e dovrebbe essere impiegato come base di confronto per differenti combustibili. Il rapporto stechiometrico dell'etanolo si attesta a 9 mentre quello della benzina è di 14.5. Prendendo in considerazione il parametro energetico dei due combustibili questi invece diventano confrontabili:

$$parametro\ energetico = \frac{H_i}{\alpha}$$

Basandosi sui valori proposti da (2) si ottengono i valori mostrati in Tabella 5-2

TABELLA 5-2 CONFRONTO TRA POTERI CALORIFICI INFERIORI, RAPPORTI STECHIOMETRICI E PARAMETRI ENERGETICI DI BENZINA ED ETANOLO

	BENZINA 95	ETANOLO
POTERE CALORIFICO INFERIORE [kJ/kg]	42900	26900
RAPPORTO STECHIOMETRICO	14.5	9
PARAMETRO ENERGETICO	2.96	2.98

Anche in questo caso la motivazione di un numero inferiore per il rapporto aria combustibile stechiometrico è indirizzata alla presenza di una molecola di ossigeno contenuta all'interno della molecola stessa. Durante la combustione l'atomo di ossigeno può essere usato sostituendo la necessità del suo reperimento nell'aria comburente.

- **POTERE ANTIDETONANTE:** E' la caratteristica di maggior interesse posseduta dall'etanolo e che ha consentito di incrementare il rapporto di compressione senza incorrere nel rischio di combustioni anomale. La detonazione è il fenomeno che maggiormente limita l'ottenimento di rendimenti elevati nei motori ad accensione comandata. Come riportato in (1) il numero di ottano che rappresenta la capacità di un combustibile di resistere alla detonazione non è un valore singolo e può variare considerevolmente in dipendenza di fattori quali: geometria del motore, condizioni operative, condizioni ambiente, tipo di olio e combustibile impiegato nelle operazioni passate. Sono state pertanto sviluppate diverse metodologie per poter quantificare il numero di ottano. Di maggior interesse risultano essere il metodo di ricerca e il metodo motore. I due metodi forniscono due differenti numeri di ottano definiti Research Octane Number (RON) e Motor Octane Number (MON). Mediando questi due numeri aritmeticamente può essere definito l'indice di antidetonazione (AntiKnock Index AKI). I test RON vengono condotti impiegando carburatore e l'aria a monte è

portata alla temperatura di 52°C, questo approssima il raffreddamento operato dal combustibile effettuato dall'iniezione indiretta nel condotto di aspirazione. Differentemente i test MON avvengono con miscela aria combustibile a 149°C a valle del carburatore, questo comporta che l'ulteriore effetto benefico in termini di detonazione indotto dal raffreddamento della carica causato dall'evaporazione del combustibile, a cui si faceva riferimento prima, non sia tenuto in conto.

L'effetto sulla detonazione ottenuto dal raffreddamento della carica è stato discusso ma a monte di ciò la molecola di etanolo possiede intrinseche proprietà che gli conferiscono l'elevato numero di ottano mostrato in Tabella 5-1. Anzitutto va analizzata la struttura della molecola (Figura 5-5), ottenuta sostituendo uno degli idrogeni presenti in quella dell'etano con un gruppo ossidrilico.

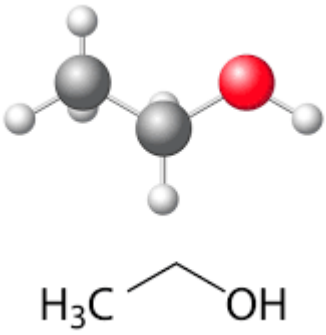

FIGURA 5-5 MOLECOLA DI ETANOLO

Nella molecola di etanolo è possibile osservare sia la presenza dell'eteroatomo in rosso, ove per eteroatomo si intende un atomo che non sia idrogeno o carbonio, che il numero ridotto di atomi di carbonio che si limita a due unità. La presenza di eteroatomi e la struttura estremamente compatta sono identificate come due delle proprietà che conducono all'ottenimento di potenziale antidetonante incrementato.

STRATEGIA DI INIEZIONE

Il fatto che il rapporto stechiometrico scenda di valore, se confrontato con la benzina, comporta che una maggior quantità di combustibile debba essere miscelata all'aria comburente. Una maggior massa di combustibile, combinata con un calore di evaporazione più elevato può culminare in effetti benefici in termini

di rendimento volumetrico. Perché questi possano verificarsi la strategia di iniezione deve essere accuratamente studiata.

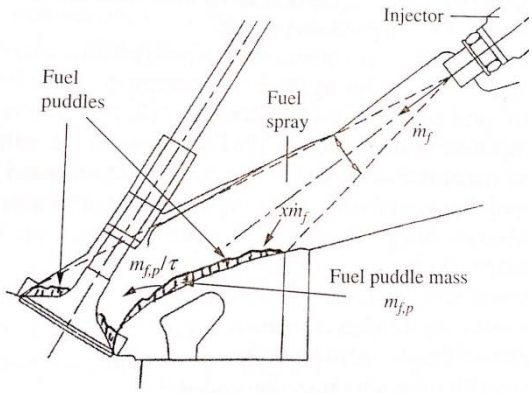

FIGURA 5-6 MODELLO DI DEPOSITO DI BENZINA LIQUIDA PER PFI (1)

In Figura 5-6 è riportato il modello maggiormente rappresentativo del fenomeno di formazione del film di combustibile liquido che si genera nel caso di iniezione indiretta. In tale modello si fa riferimento al fenomeno di trasporto che si innesca in condizione pressoché stazionarie e regolato dalla seguente legge:

EQUAZIONE 5-3

$$\dot{m}_{f,p} = \dot{m}_{f,in} - \dot{m}_{f,out} = x\dot{m}_{f,m} - \frac{m_{f,p}}{\tau}$$

Una porzione x del combustibile iniettato entra nella "pozzanghera" mentre una porzione di quest'ultima evapora e si miscela all'aria in ingresso nel cilindro. Nella forma presentata tuttavia l'evaporazione viene facilitata dallo scambio termico tra combustibile allo stato liquido e parete del condotto di aspirazione. In tal modo vengono ridotti gli effetti raffreddanti sull'aria comburente. Tenendo conto di tale fattore il corpo farfallato precedentemente impiegato è stato riprogettato in modo che l'asse del cono di spray generato dall'iniettore fosse orientato il più parallelo possibile alla direzione assiale del condotto di aspirazione in testa in modo che la sottrazione di calore sia effettuata maggiormente nei confronti dell'aria comburente che non in quelli delle pareti del condotto. La Figura 5-7 mostra il risultato della riprogettazione dell'orientamento dell'iniettore nel condotto di aspirazione, effettuata a valle di tutte le considerazioni sopra esposte. Nell'immagine è possibile anche notare l'assenza della valvola a farfalla, per la versione 2020 di destra, la quale è stata sostituita da una ghigliottina. Dovendo il motore funzionare, quando attivo, in condizioni di apertura completa dell'organo di parzializzazione l'impiego di una saracinesca ha notevolmente ridotto la complessità della geometria riducendo inoltre gli ingombri complessivi.

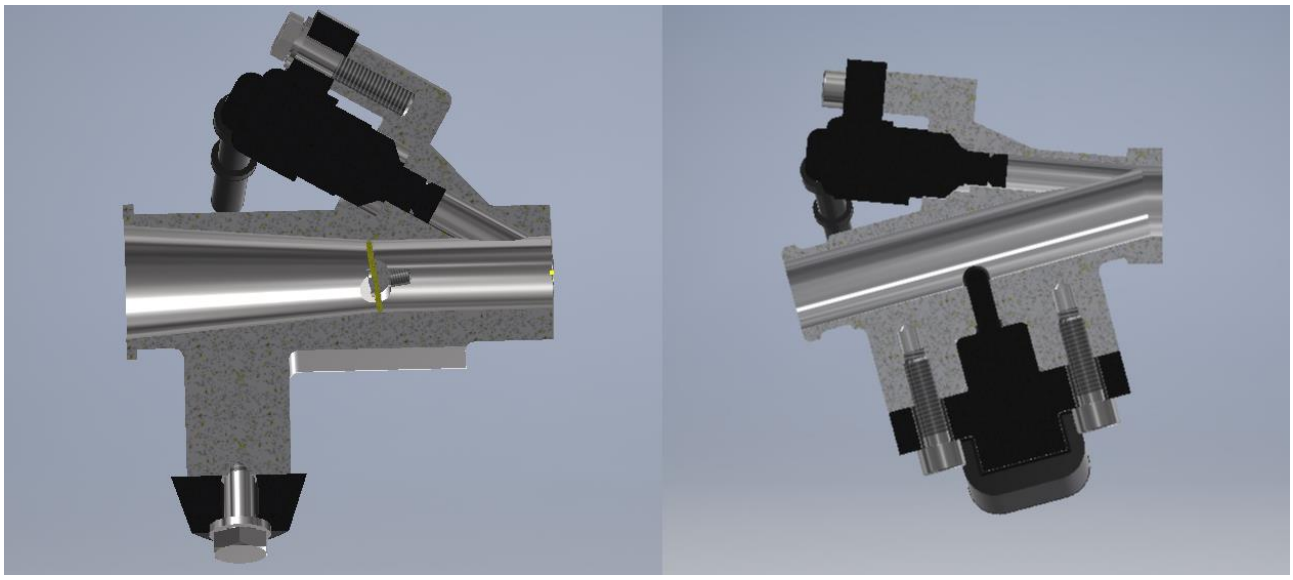

FIGURA 5-7 ORIENTAMENTO INIETTORE NELLA PRIMA VERSIONE DEL CORPO FARFALLATO IMPIEGATO NEL 2019 (SINISTRA) E NUOVO ORIENTAMENTO NELLA VERSIONE 2020 (DESTRA)

Con questa modifica si è tentato di sopperire anche ad un ulteriore problema generato dalla formazione del film di combustibile all'interno del condotto. Come riportato in (1) qualora l'organo di parzializzazione passi dalla condizione di chiusura a quella di apertura totale si verifica un momentaneo impoverimento della miscela. Ricordando che la strategia di gara prevede un impiego del motore alternando fasi di arresto a fasi in cui viene impiegato in condizioni di apertura totale dell'organo di parzializzazione, i transitori mostrati in Figura 5-8 possono impattare in maniera evidente sull'ottenimento della migliore prestazioni in termini di consumo.

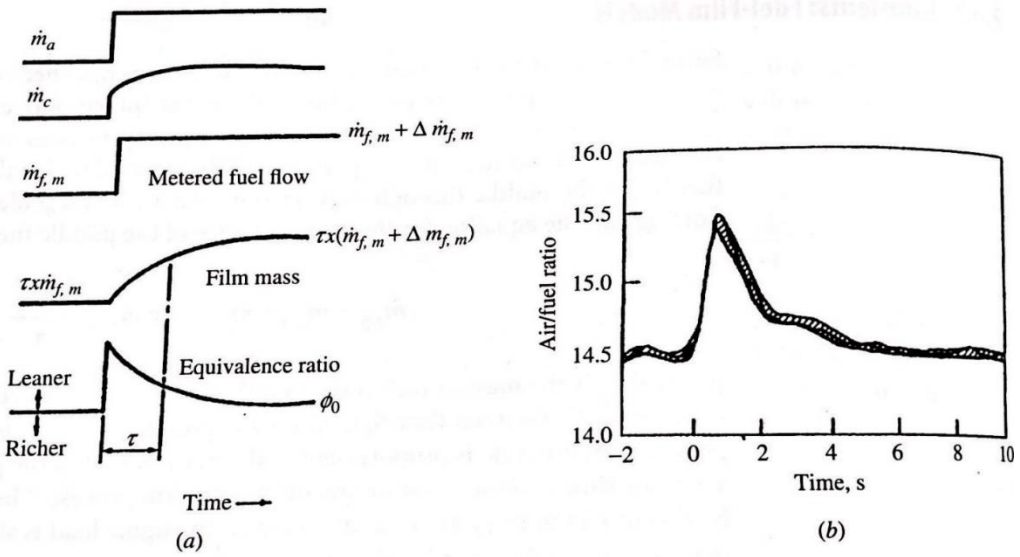

FIGURA 5-8 COMPORTAMENTO PREDETTO (DX) E REALE (BSX) PER UN MOTORE ASPIRATO E APERTURA REPENTINA DELLA FARFALLA (1)

L'impatto dell'iniezione indiretta di etanolo si estende anche alle pressioni rilevate in camera e al rilascio termico durante la combustione. Lo studio (9) valuta le differenze in termini di prestazioni introdotte dall'impiego di differenti strategie di iniezione: iniezione diretta e combinazione di iniezione diretta ed indiretta. Viene dimostrato che in un motore ad accensione comandata con miscela ricca (λ=0.9) sovralimentato, attraverso l'uso di miscela all'85% di etanolo (E85), la pmi subisce un lieve decremento anche se l'efficienza termica risulta inalterata. Questo aspetto può essere motivato dal fatto che la benzina, avendo un rilascio di calore più lento, procede anche durante la fase di espansione in maniera più marcata. Tuttavia i parametri di combustione dimostrano come questa avvenga più rapidamente con un picco di pressione massima anticipato, quindi avvicinato al PMS, e più alto come mostra la Figura 5-9.

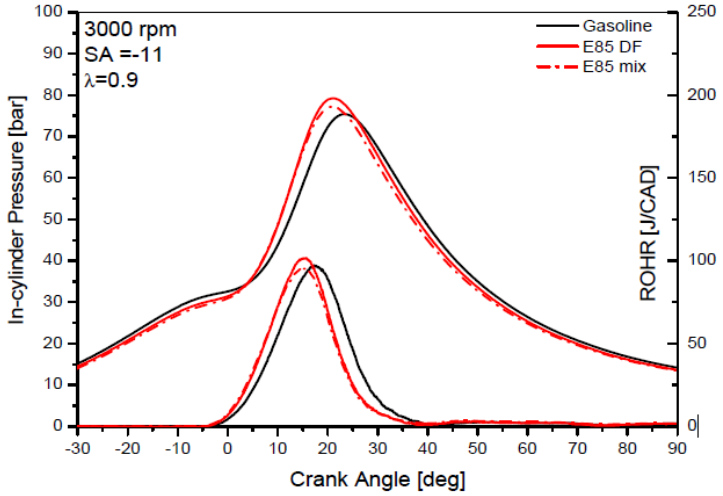

FIGURA 5-9 PRESSIONI E RATEO DI RILASCIO ENERGIA TERMICA PER DIFFERENTI STRATEGIE DI INIEZIONE E COMBUSTIBILE INIETTATO (9)

E' evidente anche l'effetto raffreddante della miscelazione con l'aria che determina un minor valore della pressione durante la fase di compressione. Passando al confronto tra le diverse strategie di alimentazione è messo in risalto il risultato che la doppia iniezione introduce sull'andamento delle pressioni (e delle temperature) in quanto un minor calore è sottratto all'aria rispetto alla sola iniezione diretta. Comunque sia l'effetto raffreddante che il potere antidetonante del combustibile alternativo consentono di avere valori di anticipo maggiori purché l'integrità strutturale dei componenti del motore non sia eccessivamente messa a rischio. Il trend dimostrato nello studio mostra che iniettare parte del combustibile nel condotto di aspirazione conduce sempre a pressioni in camera più elevate, anche variando la dosatura della carica[20], velocizzando la combustione. Quanto sopra descritto viene mostrato in Figura 5-10.

[20] In realtà viene precisato che solo nel caso di miscela ricca le due differenti strategie di iniezione hanno prestazioni sovrapposte dal punto di vista della velocità di combustione. Tuttavia questa non costituisce una condizione operativa in cui si prevede di utilizzare il motore Honda GXH50

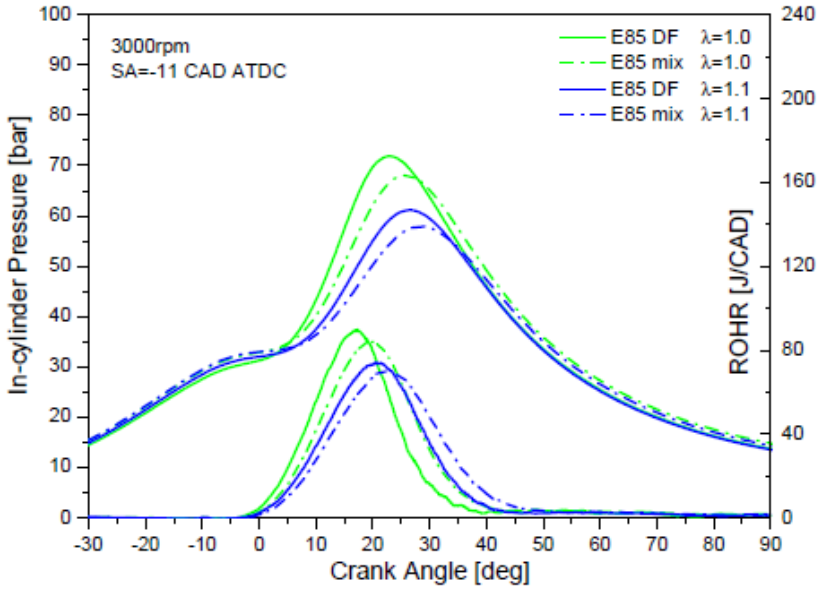

FIGURA 5-10 PRESSIONI E RILASCIO CALORE PER DIFFERENTI DOSATURE E STRATEGIE DI INIEZIONE (9)

MODELLO DI SCAMBIO DI CALORE IN CAMERA DI COMBUSTIONE

A livello di simulazione 1D l'impiego di etanolo comporta in prima analisi la sola sostituzione del combustibile precedentemente impiegato con l'oggetto rappresentante il combustibile alternativo. Approfondendo l'analisi tuttavia anche i modelli che rappresentano lo scambio termico in camera di combustione devono essere rivisti. Come specificato in (10) il successo di un approccio simulativo dipende dall'accuratezza del modello di trasferimento di calore. Nello studio vengono impiegati differenti modelli per poter valutare le capacità predittive di ciascuno. Le capacità predittive vengono testate su una gamma di miscele etanolo-benzina in rapporti differenti. I modelli di Annad e Hohemberg vengono consigliati per il calcolo della media spaziale dei coefficienti di scambio termico per motori ad accensione comandata qualora venga impiegato etanolo come combustibile. In (11) si specifica che la correlazione di Woschni tende a sottostimare il trasferimento di calore durante la compressione e a sovrastimarlo durante la fase di espansione. Viene pertanto proposta la seguente correzione:

EQUAZIONE 5-4

$$hc = C_1 V^{-0.06} p^{0.8} T^{-0.4} \left(C_2 - v_{mp}\right)^{0.8}$$

ove:

P= pressione [bar]

V= volume [m^3]

v_{mp}= velocità media pistone [m/s]

T= temperatura [K]

C_1,C_2= costanti adimensionali

Dalla comparazione di tutte le correlazioni dello studio (10) si evince che solo il modello appena presentato è in grado di predire il picco di pressione durante la combustione con precisione accettabile. Ricordando che il modello 1D deve effettuare una previsione della pressione massima che sollecita il pistone è stato selezionato il modello di Hohemberg per rappresentare lo scambio termico nel modello 1D.

5.1.3 RISULTATI PREDETTI DAL MODELLO 1D

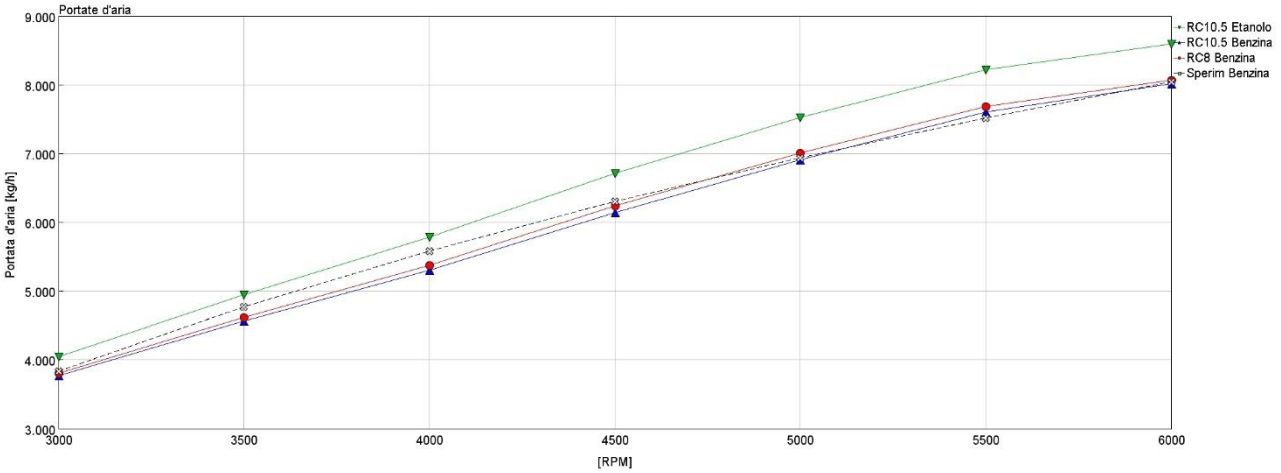

FIGURA 5-11 CONFRONTO PORTATE D'ARIA DEL MODELLO 1D A BENZINA VALIDATO (RC 8) E MODELLI 1D PREDITTIVI (RC 10.5) BENZINA ED ETANOLO

Con riferimento a Figura 5-11, dal confronto tra le portate d'aria del modello 1D validato (curva rossa) e modello 1D con rapporto di compressione incrementato al valore di 10.5 (curva blu), entrambi con benzina come fluido evolvente, si nota il grave problema causato dall'aria che fluisce al di fuori della camera di combustione. Come già detto l'incremento di pressioni generato dall'incremento del rapporto di compressione causa una maggior fuga di carica fresca riducendo la quantità disponibile per la combustione. L'effetto dell'introduzione dell'etanolo, a parità di altre condizioni al contorno esercita la sua influenza raffreddando la carica fresca ed aumentandone la densità. Una maggior portata d'aria viene infatti predetta (linea verde Figura 5-11). L'incremento non è costante in tutto il range di regimi ma si nota un miglioramento più marcato a giri più elevati rispetto ai regimi inferiori.

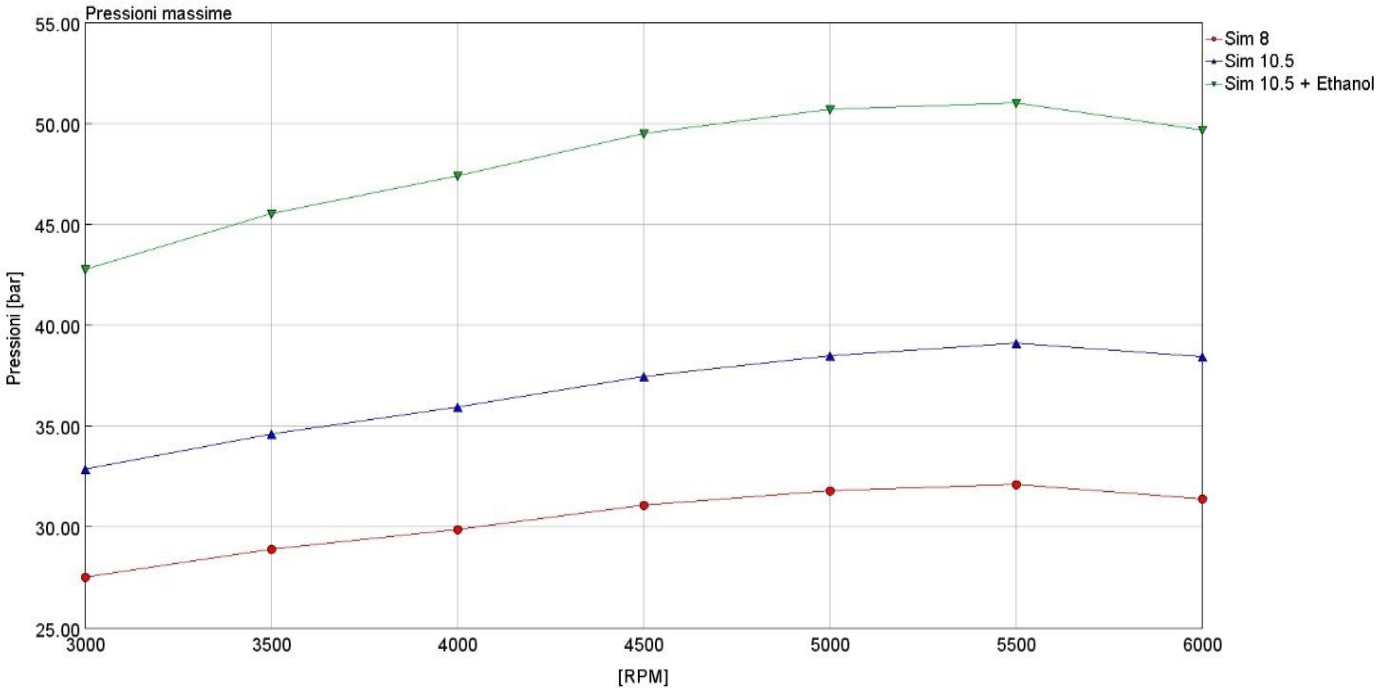

FIGURA 5-12 CONFRONTO PRESSIONI MASSIME DEL MODELLO 1D A BENZINA VALIDATO (RC 8) E MODELLI 1D PREDITTIVI (RC 10.5) BENZINA ED ETANOLO

Le pressioni massime rilevate in camera incrementano con il rapporto di compressione come atteso. Un ulteriore aumento è secondario all'introduzione dell'etanolo. Se confrontati con valori riportati in letteratura quelli del modello sovrastimano gli incrementi attesi. La possibile causa di tale scostamento è dovuta alla modellazione della combustione. È stato imposto un profilo di combustione fisso a tutti i regimi ed i valori che ne regolano l'andamento sono stati scelti in modo da avere una combustione prossima a quella perfetta. Nel funzionamento a benzina tale approssimazione non ha comportato scostamenti importanti ma nel passaggio ad etanolo costituiscono un approssimazione che deve essere tenuta in considerazione.

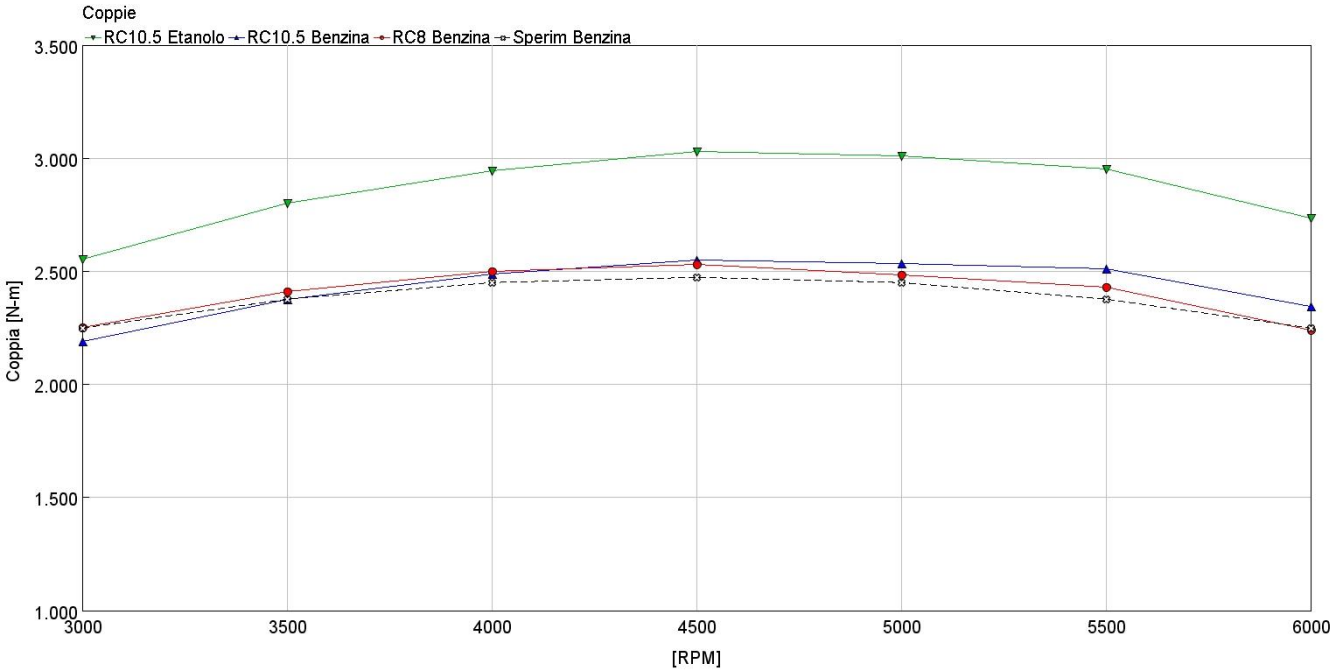

FIGURA 5-13 CONFORNTO COPPIE DEL MODELLO 1D A BENZINA VALIDATO (RC 8) E MODELLI 1D PREDITTIVI (RC 10.5) BENZINA ED ETANOLO

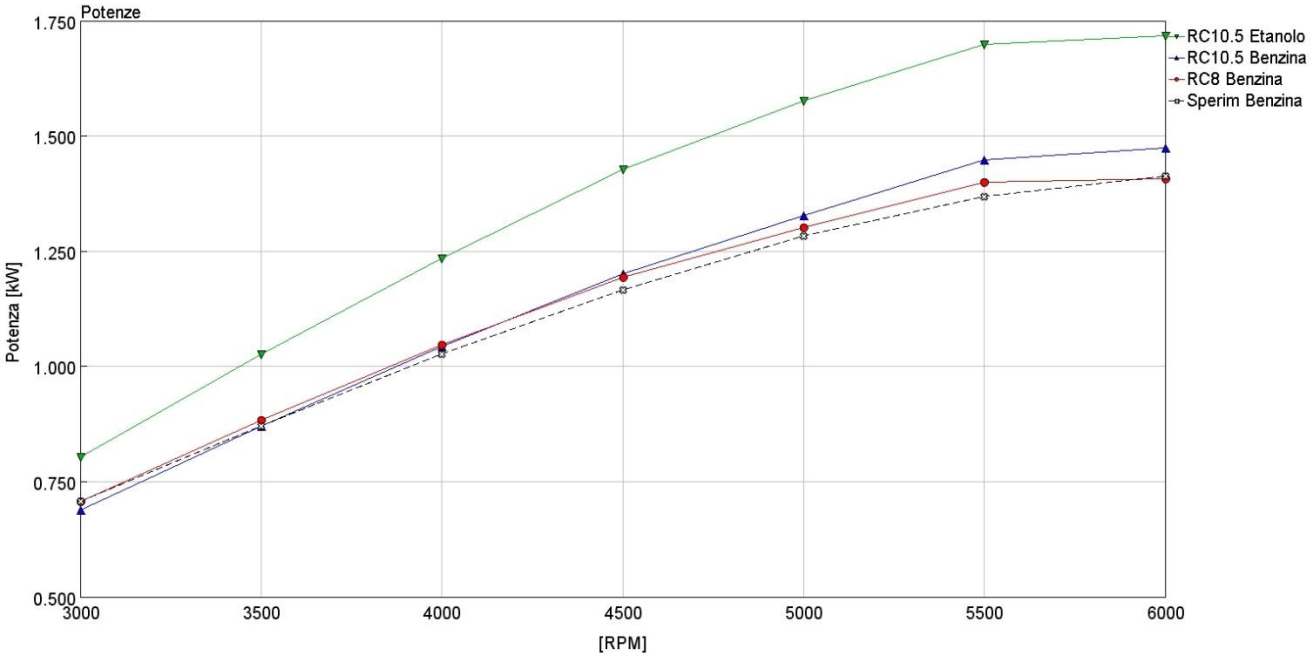

FIGURA 5-14 CONFRONTO POTENZE DEL MODELLO 1D A BENZINA VALIDATO (RC 8) E MODELLI 1D PREDITTIVI (RC 10.5) BENZINA ED ETANOLO

Come descritto l'impiego di etanolo comporta un incremento della portata d'aria elaborata dal motore e delle pressioni massime in tutto l'intervallo di regimi valutati dal modello. L'unione di questi due effetti estende l'influenza alle coppie (Figura 5-13) ed alle potenze (Figura 5-14) sviluppate.

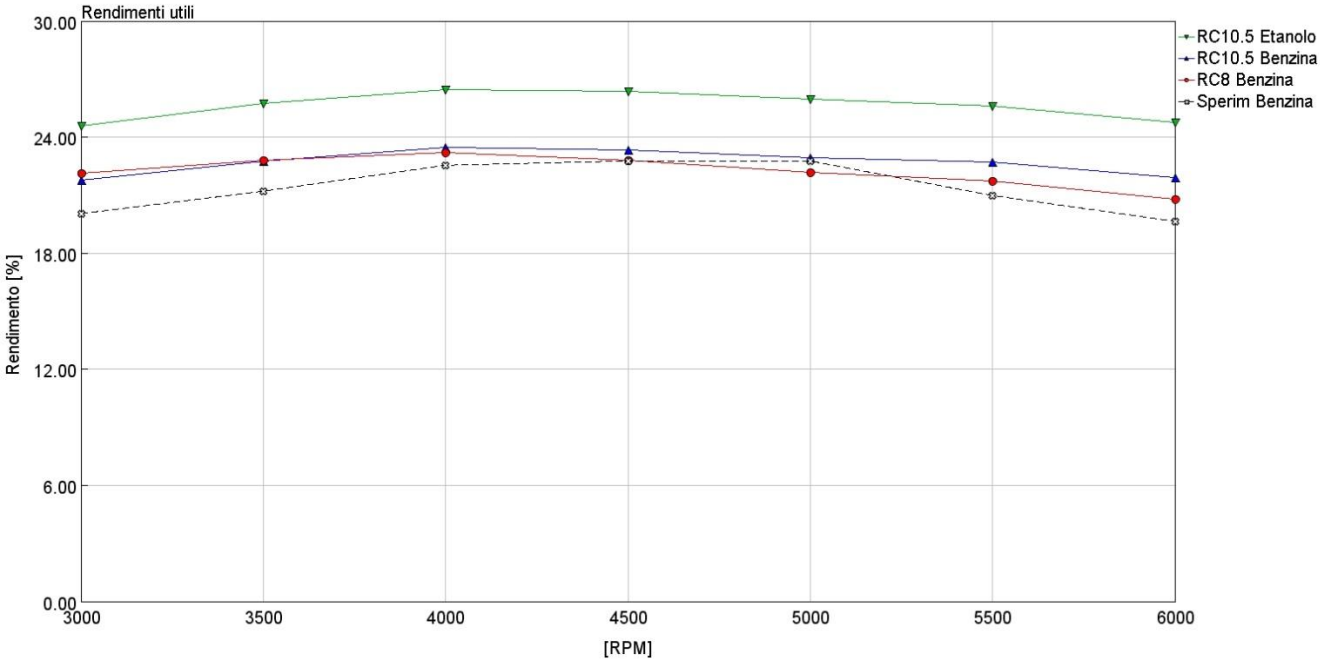

FIGURA 5-15 CONFRONTO RENDIMENTI DEL MODELLO 1D A BENZINA VALIDATO (RC 8) E MODELLI 1D PREDITTIVI (RC 10.5) BENZINA ED ETANOLO

Viene presentato in Figura 5-15 il confronto tra i rendimenti indicati nelle varie configurazioni. Il modello predittivo con etanolo realizza un incremento crescente in ragione del numero di giri rispetto alla configurazione base con benzina. Al regime massimo si prevede un incremento del 4%.

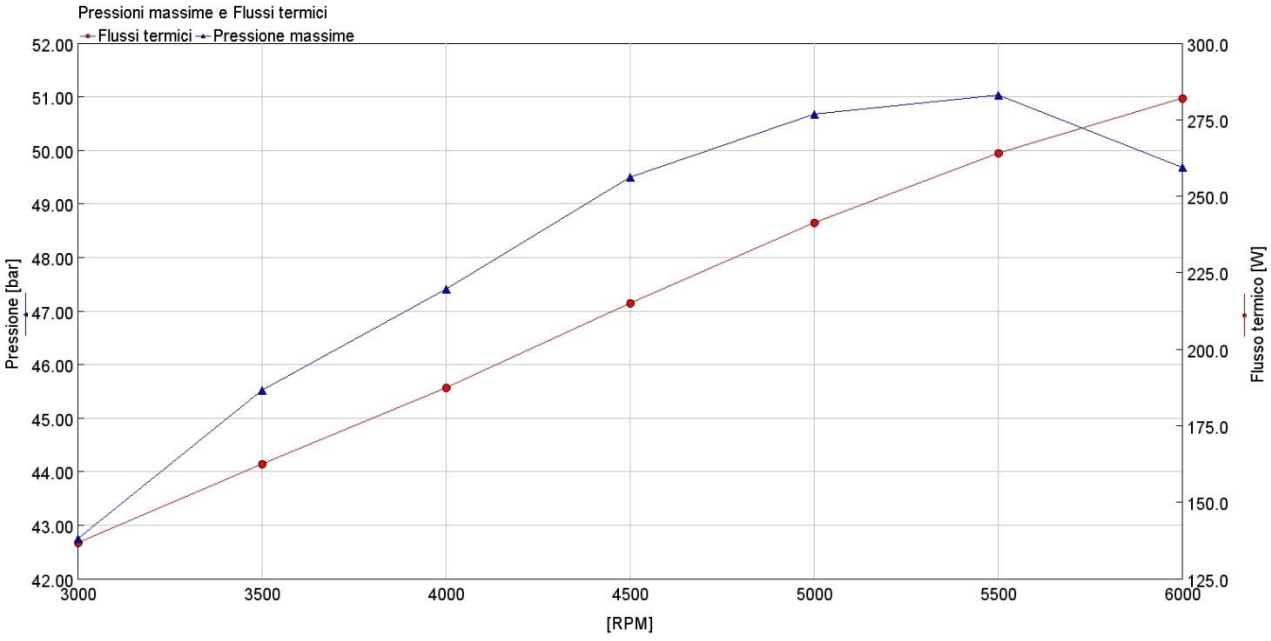

FIGURA 5-16 PRESSIONI MASSIME E FLUSSI TERMICI ESERCITATI SUL CIELO DEL PISTONE PREDETTI DAL MODELLO 1D CON RAPPORTO DI COMPRESSIONE 10.5 ED IMPIEGO DI ETANOLO

Infine, ricordando che lo scopo principale del modello predittivo 1D è quello di fornire dati di input per l'analisi termostrutturale di verifica sulla geometria finale del pistone, vengono presentati in Figura 5-16 i risultati relativi alle pressioni massime e ai flussi termici che investono il pistone in condizioni operative. Il

punto motore di maggior stress si conferma essere a 5500 RPM in condizioni di apertura totale dell'organo di parzializzazione. Tali risultati, per quanto esposto precedentemente, sovrastimano le prestazioni del motore. Pertanto la successiva verifica sul rispetto dei valori di accoppiamento del nuovo pistone con il cilindro, conterrà un fattore cautelativo.

5.2 VERIFICA FINALE

La prima analisi 3D svolta ha mostrato chiaramente che la superficie del mantello del nuovo pistone era stata eccessivamente ridotta. Lo spessore di questo era inoltre insufficiente pertanto parte della superficie laterale è stata ripristinata nella geometria finale visibile in Figura 5-17.

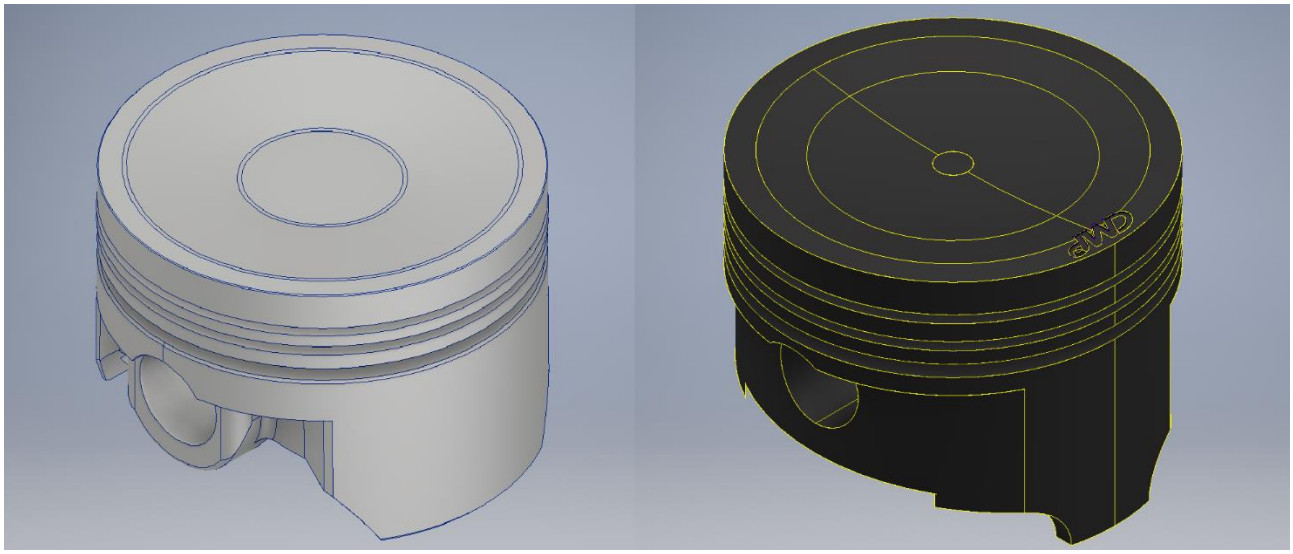

FIGURA 5-17 CONFRONTO GEOMETRIE DEL PISTONE DI PRIMO TENTATIVO (SX) E FINALE (DX)

Si nota che la massa è stata distribuita in maniera più omogenea raccordando la zona delle portate alla superficie laterale. L'incremento di massa generato da questa modifica è stato contrastato dalla riduzione delle portate in sviluppo secondo la direzione assiale dello spinotto. Questo ha consentito di ridurre la lunghezza complessiva dello spinotto che, come si ricorda, partecipa alla sommatoria delle masse alterne. Benché il pistone finale possiede comunque una massa superiore alla geometria di primo tentativo, il peso dell'assieme che comprende anche segmenti e spinotto è stato abbassato di 2 grammi, riducendo in ultima analisi l'entità delle masse alterne. Le altre modifiche introdotte non hanno ragione funzionale ma sono state indotte solamente da vincoli di lavorazione. Dopo aver importato la nuova geometria all'interno dell'ambiente Hypermesh questa è stata corretta in termini di spigoli e smussi. È stata realizzata una mesh 2D ottimizzata con metodologia analoga a quella descritta nel capitolo 3. Il risultato di tale processo è visibile in Figura 5-18.

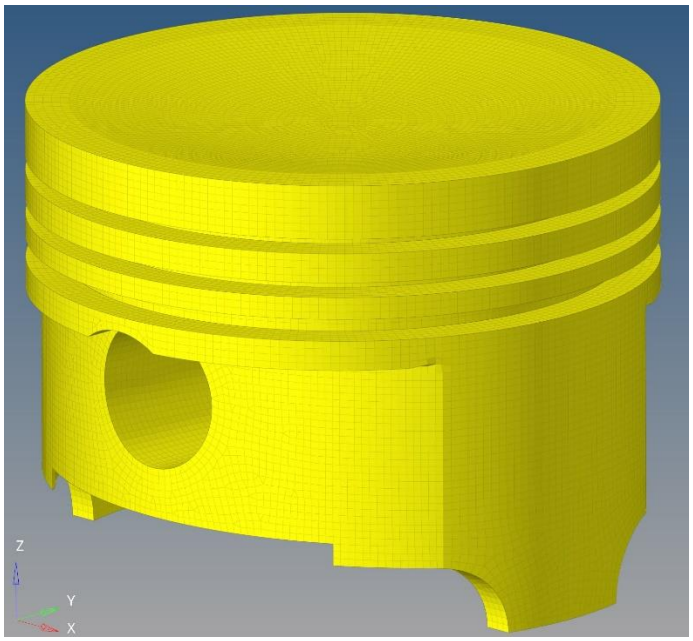

FIGURA 5-18 MESH 2D SU GEOMETRIA FINALE DEL PISTONE

La numerosità e la tipologia degli elementi utilizzati nella mesh sono riportate rispettivamente nella Tabella 5-3 e Tabella 5-4.

TABELLA 5-3 ELEMENTI MESH 2D SU SUPERFICI DEL PISTONE

Nome elementi	Numerosità
CQUAD4	45263
CTRIA3	1080
Totale elementi	46343
Totale nodi	45801

TABELLA 5-4 ELEMENTI MESH 2D SU SUPERFICI SPINOTTO

Nome elementi	Numerosità
CQUAD4	8060
Totale elementi	8060
Totale nodi	8060

Dalla mesh 2D una mesh 3D è stata sviluppata impiegando elementi tetraedrici le cui principali proprietà sono descritti in Tabella 5-5 e Tabella 5-6.

TABELLA 5-5 ELEMENTI MESH 3D SU VOLUME DEL PISTONE

Nome elementi	Numerosità
CTETRA4	512625
Totale nodi	108189

TABELLA 5-6 ELEMENTI MESH 3D SU VOLUME DELLO SPINOTTO

Nome elementi	Numerosità
CTETRA4	72631
Totale nodi	16097

Una sezione della mesh 3D è proposta nella Figura 5-19 per mostrare, come già esposto in precedenza, che la dimensione degli elementi è maggiore all'interno del volume, in modo da ridurre la potenza computazionale richiesta, ottenendo comunque risultati precisi sulle zone di massimo interesse in superficie.

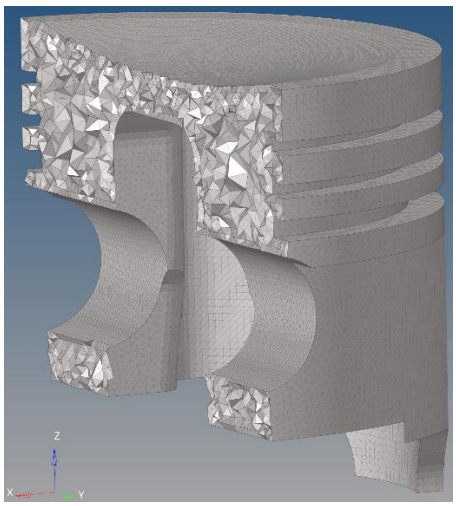

FIGURA 5-19 SEZIONE MESH 3D SU GEOMETRIA FINALE DEL PISTONE

Le proprietà del materiale sono le medesime utilizzate nella prima esecuzione dell'analisi. Ricordando che la dichiarazione del valore del coefficiente di scambio termico è arbitraria, in una prima esecuzione questo è stato posto pari a 80 W/m^2K su tutte le macroaree in cui è stata suddivisa la mesh superficiale (composta dagli elementi 3D che si trovano in superficie) analogamente a quanto visto in precedenza. Sono stati modellati i contatti con lo spinotto con i valori dei coefficienti di attrito esposti in Tabella 4-4. Le temperature di inizializzazione imposte sui nodi, che rappresentano il vincolo termico associato a ciascuna macroarea, sono quelle mostrate in Tabella 4-5. Per quanto riguarda i carichi termici e meccanici, questi sono il risultato del modello 1D predittivo e confrontati con i valori utilizzati nella precedente analisi sono presentati in Tabella 5-7

TABELLA 5-7 CONFRONTO TRA CARICHI TERMICI E MECCANICI IMPOSTI COME CONDIZIONI AL CONTORNO DELLA PRIMA E SECONDA ANALISI TERMOSTRUTTURALE

TIPO DI CARICO	PRIMA ANALISI	SECONDA ANALISI
TERMICO [W/m²K]	407	447
MECCANICO [bar]	40	50

Il risultato dell'analisi termica viene validato dal confronto con i valori reperibili in letteratura, come visibile in Figura 5-20:

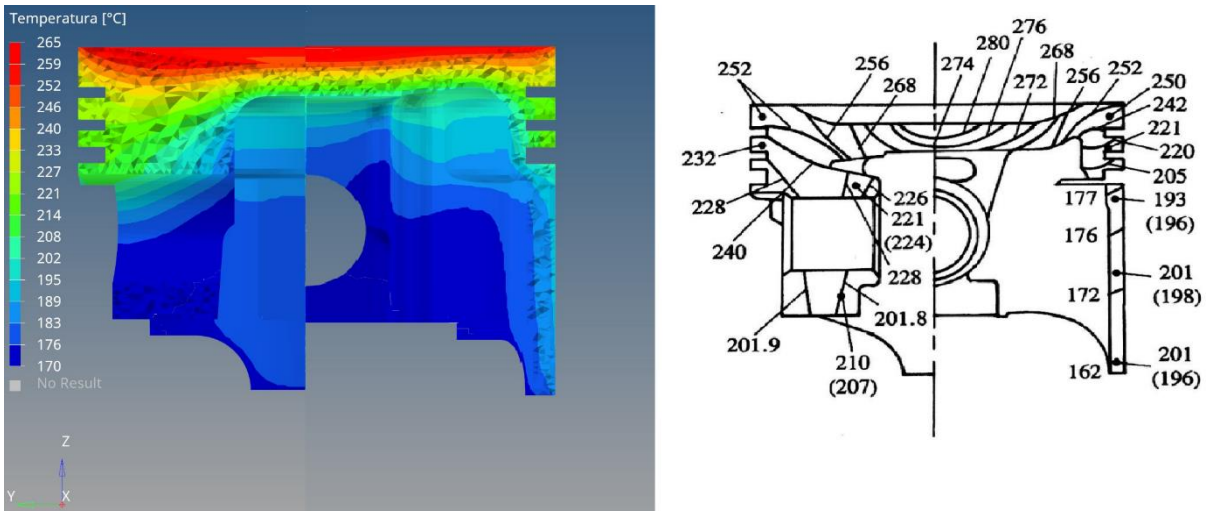

FIGURA 5-20 CONFRONTO TRA CAMPO DI TEMPERATURE RISULTATO DALL'ANALISI TERMICA FINALE E CAMPO DI TEMPERATURE DA LETTERATURA (1)

Si può notare come la distribuzione più uniforme di materiale generi gradienti di temperatura meno accentuati, ed una temperatura sulla superficie del cielo inferiore se confrontata con i risultati ottenuti sulla geometria di primo progetto di Figura 4-16.

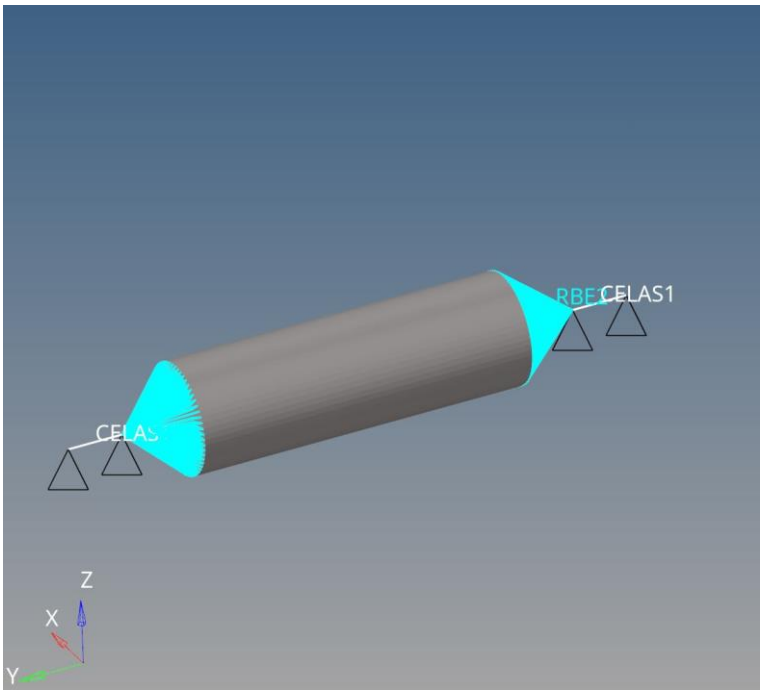

FIGURA 5-21 MODELLAZIONE DEI VINCOLI SULLO SPINOTTO PER ANALISI TERMOSTRUTTURALE FINALE

Un importante precisazione va fatta riguardo ai vincoli. Lo schema utilizzato nella precedente simulazione prevedeva collegamenti di tipo RBE2 tra superficie interna dello spinotto ed un nodo posto sulla mezzeria dell'asse dello stesso. Se implementato sul presente modello tale schema comportava un'errata rappresentazione dei risultati di deformazione. È stato specificato che non si è interessati alla corretta modellazione degli stress sullo spinotto, tuttavia è importante che gli effetti della tipologia di vincolo utilizzato non vada a viziare l'analisi sul pistone. Dopo aver provato varie configurazioni quella che ha fornito le migliori prestazioni è quella visibile in Figura 5-21 ove gli RBE2 sono collegati alle superfici delle corone circolari alle due estremità dello spinotto stesso. Questi sono stati collegati a due carrelli i quali a loro volta sono stati collegati a due incastri per mezzo di due molle (CELAS). Lo schema presentato consente deformazioni e traslazioni assiali dello spinotto, in modo che questo sia in grado di mantenere il più possibile la posizione relativa rispetto al pistone.

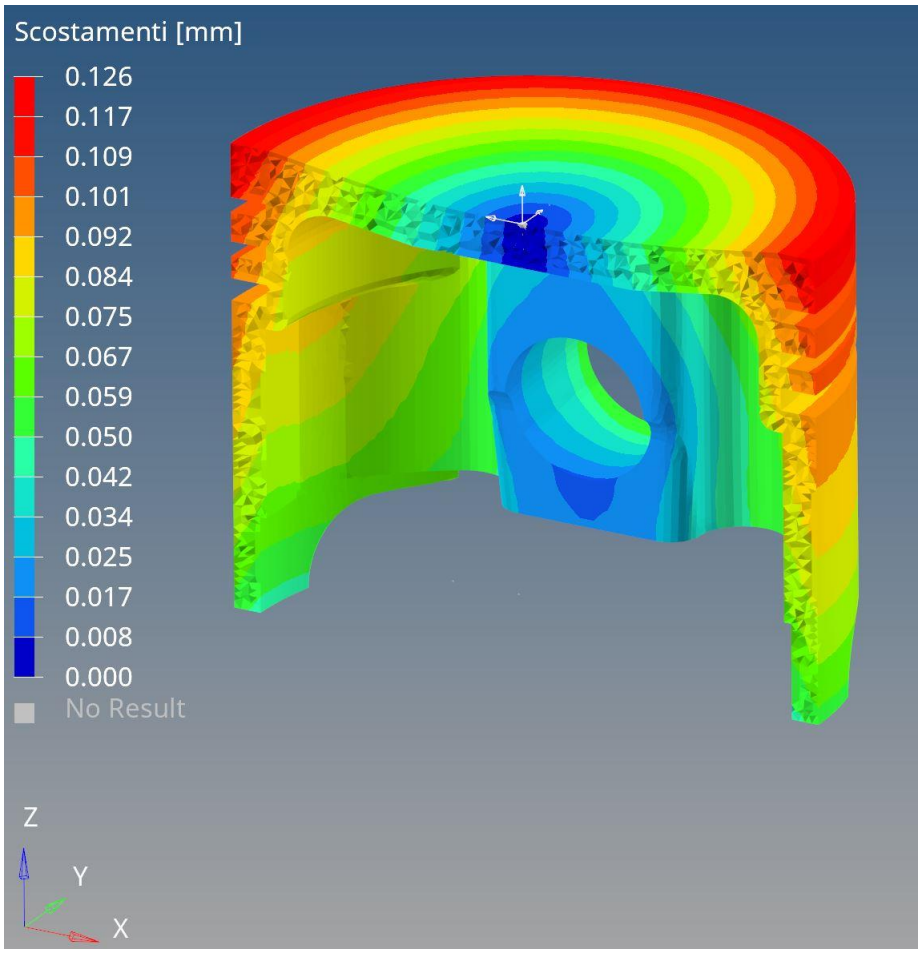

FIGURA 5-22 SCOSTAMENTI DEL PISTONE IN CONDIZIONI OPERATIVE (5500 RPM WOT) NELL'ANALISI TERMOSTRUTTURALE FINALE

Passando all'analisi delle deformazioni indotte dai carichi (Figura 5-22), il valore massimo, di 0.126 mm, è rilevato sulla zona periferica del cielo del pistone, verifica il corretto accoppiamento con il cilindro. Tale verifica è stata condotta, come ripetuto più volte, in condizioni di stress maggiore rispetto a quelle operative. Il rischio di interferenza tra pistone e cilindro è quindi scongiurato.

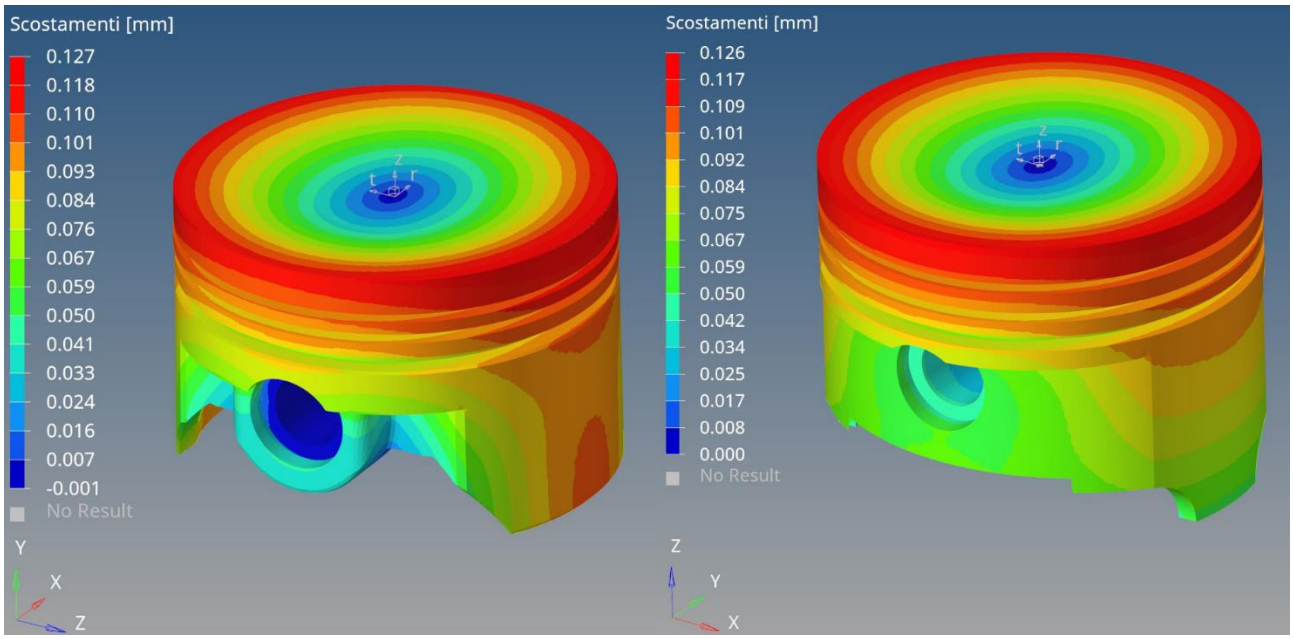

FIGURA 5-23 CONFRONTO TRA SCOSTAMENTI RISULTATI DALL'ANALISI TERMOSTRUTTURALE INIZIALE (SX) E FINALE (DX)

Confrontando i risultati ottenuti prima e dopo la correzione sulla superficie laterale, introdotta dalla geometria finale si può notare, in Figura 5-23, come il problema dell'eccessiva deformazione della parte bassa della gonna sia stata risolta. In definitiva, la dimostrazione di una corretta progettazione del componente ha consentito di avviare la fase di realizzazione vera e propria. Il pistone finito è mostrato in Figura 5-24.

FIGURA 5-24 PISTONE REALIZZATO DA CMP APPARTENENTE ALLA PRIMA SERIE PRODOTTA

CONLUSIONI

Nel presente lavoro di tesi è stato affrontato un percorso che parte dalla scelta di un componente da ottimizzare sino alla sua realizzazione in azienda. Utilizzando un banco prova sperimentale è stato possibile acquisire importanti dati che hanno permesso la caratterizzazione del gruppo termico in ambiente simulativo.

Il modello impiegato nella fase di progettazione iniziale è stato studiato approfonditamente e durante la fase di calibrazione e validazione sono stati impiegati i principali strumenti per ottenere un profilo di combustione reale partendo dai dati in pressione rilevati al banco. Nonostante l'analisi delle pressioni abbia evidenziato un'errata taratura dei sensori, che ha di conseguenza impedito di caratterizzare la combustione con la precisione attesa, sono state estrapolate importanti informazioni. Prima tra tutte, l'ipotesi di presenza di importanti fenomeni di blow-by che sono stati indirizzati come motivo di maggior perdita di performance del gruppo termico. Tale ipotesi è poi stata verificata durante i rilevamenti geometrici condotti in azienda, atti a verificare la deformazione della canna del cilindro appartenente al gruppo termico usato. La superficie interna del cilindro è risultata priva di materiali depositati che ne incrementino la resistenza a fenomeni di fatica termica e meccanica comportando scostamenti importanti rispetto alla geometria del gruppo termico vergine, soprattutto nella zona limitrofa al punto morto superiore. Il modello 1D con combustione ottimale imposta ha comunque dimostrato un'elevata capacità di replicare le prestazioni rilevate sperimentalmente configurandosi come uno strumento appropriato per poter effettuare una prima fase di verifica sulla geometria di primo progetto del componente da ottimizzare. È stato quindi possibile ottenere delle condizioni al contorno in termini di carichi termici e meccanici che sono servite come input per la successiva fase di analisi termostrutturale in ambiente simulativo 3D. Il primo pistone disegnato ha estremizzato i concetti di contenimento delle masse e riduzione degli attriti rastremando la superficie del mantello. Il risultato ottenuto dalla prima esecuzione dell'analisi termostrutturale, oltre che fornire riferimenti sulle tolleranze richieste nell'accoppiamento tra pistone e cilindro, ha mostrato un'eccessiva dilatazione della parte terminale del mantello causata dall'estrema riduzione della superficie e lo spessore insufficiente. Sono stati apportati gli interventi correttivi necessari che hanno condotto ad una distribuzione più omogenea della massa sulle superfici laterali. L'incremento di massa è stato recuperato riducendo la distanza tra le superfici esterne delle portate che ha consentito un accorciamento dello spinotto. Il modello 1D è stato modificato per includere anche l'effetto di rapporto di compressione portato da 8 a 10.5 e l'impiego di etanolo come fluido combustibile evolvente. Utilizzato come strumento predittivo ha fornito parametri di performance che possono essere utilizzati come riferimento del massimo miglioramento ottenibile dal gruppo termico in esame. Qualora la strategia di iniezione sia ottimizzata in modo da sottrarre il calore di evaporazione del combustibile all'aria comburente, possono essere ottenuti incrementi dei principali parametri di performance, in particolare nell'ordine del 4% per quanto riguarda il rendimento indicato. Lo scopo principale del modello è stato comunque di fornire la previsione delle nuove condizioni di stress a cui il pistone è sottoposto. Sovrastimando le prestazioni del motore reale, l'impiego dei risultati ottenuti dalla simulazione predittiva nella verifica termostrutturale finale ha comportato l'introduzione di un parametro di sicurezza. In ambiente simulativo 3D

è stato verificato il corretto accoppiamento con il cilindro originale e scongiurato il rischio di grippaggio anche nelle condizioni operative più stressanti. In conclusione, non solo sono state ricoperte tutte le fasi di sviluppo del prodotto, dall'ideazione sino alla produzione aziendale della prima miniserie (2 pistoni) ma è stata dimostrata la validità di un metodo che impiega rilevamenti al banco per poter utilizzare strumenti di simulazione 3D, atti a progettare e verificare componenti di elevato interesse e importanza, transitando per l'ambiente simulativo 1D. Il modello appartenente a quest'ultima classe può inoltre essere impiegato per poter effettuare predizioni sui miglioramenti attesi dall'applicazione di modifiche sul gruppo termico. Qualora siano a disposizione dati rilevati al banco, può essere avviato un processo di calibrazione come presentato che fornisca un modello validato ed aggiornato. La corretta taratura del comparto sensoristico può fornire dati di pressioni implementabili direttamente all'interno dei modelli creati per l'analisi in reverse-run nel presente lavoro di tesi, per poter avere una caratterizzazione della combustione più reale. Il modello può comunque essere impiegato a prescindere per la riprogettazione di ulteriori elementi. Tra questi sicuramente lo studio approfondito dei segmenti del pistone ha la precedenza, in quanto il problema di blowby costituisce la causa di maggior perdita di prestazioni che caratterizza il motore usato. Sempre in linea con tale obiettivo sviluppi futuri e ulteriori analisi dovrebbero essere rivolte alla valutazione di un intervento di cromatura interna della canna del cilindro per esaltarne le proprietà termomeccaniche e ridurre le possibili deformazioni. Test al banco con il nuovo pistone possono essere impiegati per valutare le capacità predittive del modello 1D finale.

APPENDICI

A.1 CFD

Il modello di GT-Power richiede la conoscenza dei coefficienti di efflusso delle valvole e questo studio può essere condotto sia per via sperimentale, mettendo al banco di flussaggio una testata del motore che si vuole studiare, oppure per simulazione fluidodinamica fornendo al software le geometrie e le condizioni al contorno necessarie. Il team ha preceduto con questo secondo metodo, ipotizzando comunque una verifica in futuro dei risultati ottenuti.

Il modello di geometria prevede un condotto di ingresso allungato preceduto da un diffusore che lo collega ad un volume più ampio. Dall'altro lato invece si ha un prolungamento della canna del cilindro, superiore a 3 volte l'alesaggio, che lo collega ad un secondo volume più ampio. Questo viene fatto per stabilizzare il flusso in modo che non generi vortici anomali nell'ingresso e nell'uscita che andrebbero a viziare la misurazione effettuata. Infine una valvola viene posizionata all'interno della geometria che rappresenta il volume a disposizione del fluido e questa resta fissa. Le geometrie saranno tanto numerose quante sono le alzate valvole da studiare. Qualora il flusso sia soggetto alla direzione opposta, ovvero dal cilindro al condotto, caso per reperire i coefficienti di efflusso della valvola di scarico o di deflusso di quella di aspirazione, il diffusore viene posto tra il cilindro e il volume sottostante. Quanto descritto viene osservato nella Figura A.1-1

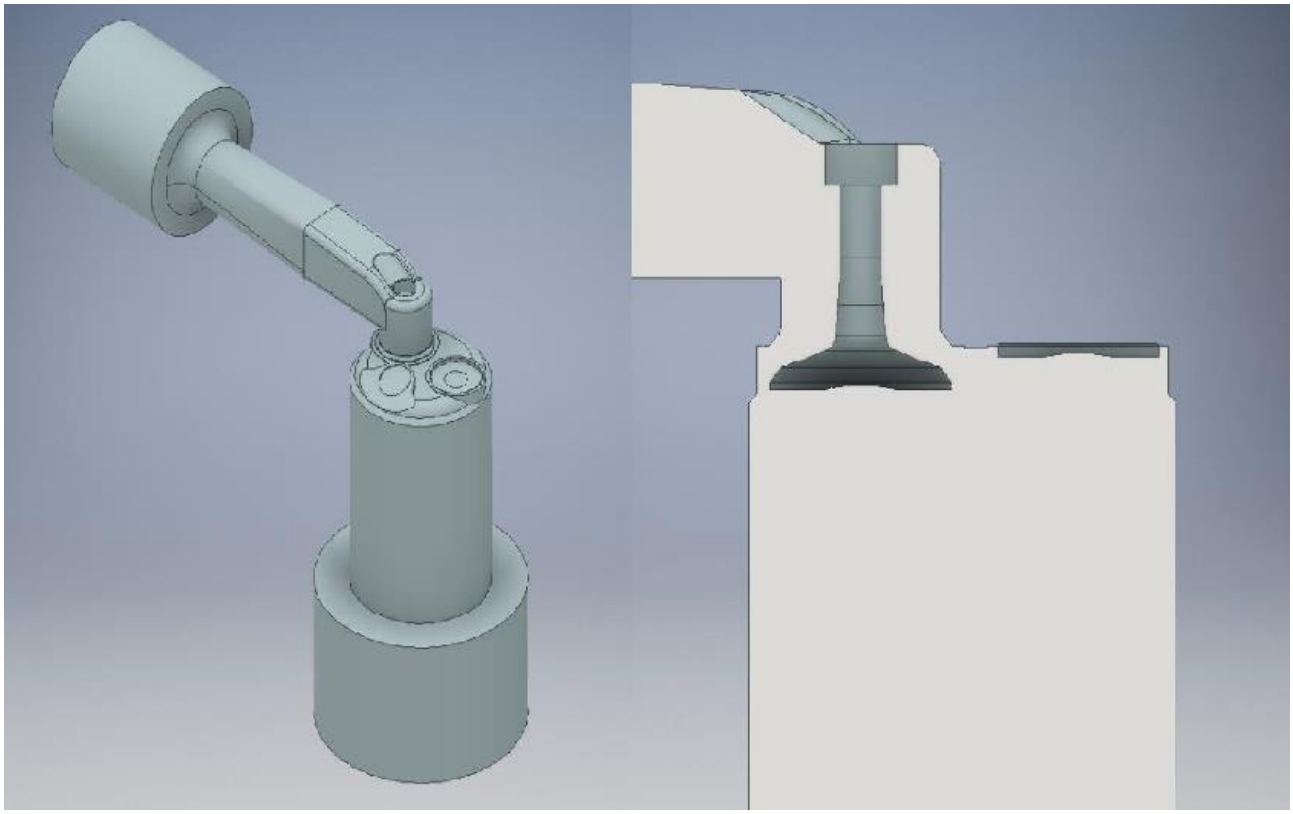

FIGURA A.1-1 GEOMETRIA PER COEFFICIENTI DI EFFLUSSO VALVOLA DI ASPIRAZIONE

La mesh viene fatta impiegando differenti lunghezze di discretizzazione, che sono più piccole nella zona limitrofa alla testata mentre dimensioni maggiori nelle altre zone consentono tempistiche computazionali inferiori come rappresentato in Figura A.1-2

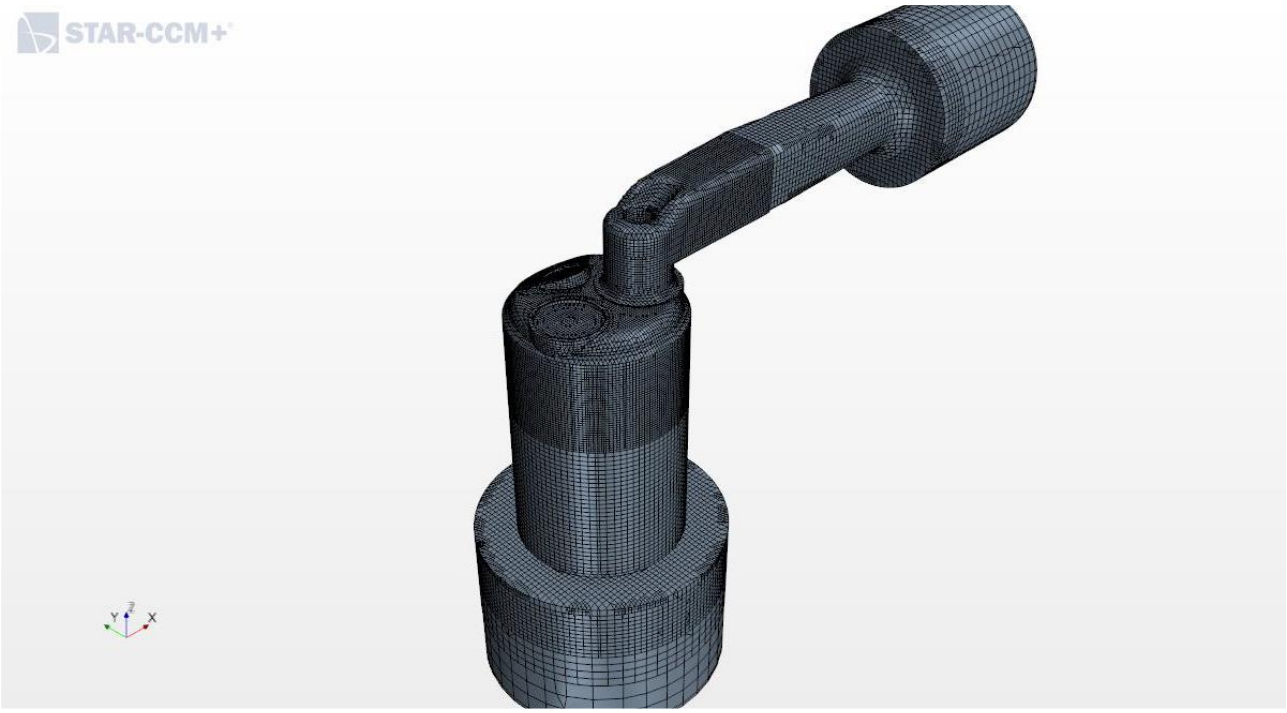

FIGURA A.1-2 MESH SU VOLUME GAS

Si vanno a definire eventuali criteri di raffinamento automatico della mesh e i modelli fisici impiegati nella simulazione. Per quanto riguarda le condizioni al contorno rappresentate dalla differenza di pressioni tra ingresso ed uscita dal volume, essendo per teoria arbitraria la scelta, è stato selezionato il valore realizzato dal banco di flussaggio che era stato previsto dover verificare i risultati ottenuti. In output dalla simulazione sono state ottenute le portate reali elaborate dalla geometria, le quali possono fornire differenti valori dei coefficienti di efflusso a seconda del modo in cui si calcola la portata d'aria teorica. Nel caso specifico si è scelto di far riferimento alla portata d'aria dell'area isentropica, ovvero un tubo avente il diametro costante e pari a quello di riferimento della valvola in esame. I risultati finali ottenuti mostrati per via grafica nel capitolo relativo la costruzione del primo modello 1D vengono ora presentati in forma tabulare:

TABELLA A.1-1 COEFFICIENTI DI EFFLUSSO VALVOLA DI ASPIRAZIONE

ASPIRAZIONE EFFLUSSO					
Alzata [mm]	**Portata [g/s]**	**Portata$_{is}$ [g/s]**	**# misurazione**	**Lift/Diameter**	**CE**
0.3875	1.743	23.994	1	0.025	0.0727
0.775	4.365	23.994	2	0.05	0.1819
1.1625	6.857	23.994	3	0.075	0.2858
1.55	7.832	23.994	4	0.1	0.3264
1.9375	9.673	23.994	5	0.125	0.4031
2.325	11.217	23.994	6	0.15	0.4675
2.7125	12.331	23.994	7	0.175	0.5139
3.1	12.870	23.994	8	0.2	0.5364
3.3325	13.051	23.994	9	0.215	0.5439

TABELLA A.1-2 COEFFICIENTI DI DEFLUSSO VALVOLA DI ASPIRAZIONE

ASPIRAZIONE DEFLUSSO					
Alzata [mm]	**Portata [g/s]**	**Portata$_{is}$ [g/s]**	**# misurazione**	**Lift/Diameter**	**CD**
0.3875	1.815	23.994	1	0.025	0.0757
0.775	3.887	23.994	2	0.05	0.162
1.1625	6.004	23.994	3	0.075	0.2503
1.55	7.312	23.994	4	0.1	0.3047
1.9375	8.832	23.994	5	0.125	0.3681
2.325	9.776	23.994	6	0.15	0.4074
2.7125	10.737	23.994	7	0.175	0.4475
3.1	11.828	23.994	8	0.2	0.4929
3.3325	12.339	23.994	9	0.215	0.5142

TABELLA A.1-3 COEFFICIENTI DI EFFLUSSO VALVOLA DI SCARICO

SCARICO	EFFLUSSO				
Alzata [mm]	**Portata [g/s]**	**Portata$_{is}$ [g/s]**	**# misurazione**	**Lift/Diameter**	**CE**
0.3375	1.249	18.202	1	0.025	0.0686
0.675	2.316	18.202	2	0.05	0.1272
1.0125	4.560	18.202	3	0.075	0.2505
1.35	5.665	18.202	4	0.1	0.3112
1.6875	6.583	18.202	5	0.125	0.3617
2.025	7.246	18.202	6	0.15	0.3981
2.3625	8.015	18.202	7	0.175	0.4403
2.7	8.712	18.202	8	0.2	0.4787
3.0375	9.690	18.202	9	0.225	0.5324
3.375	9.837	18.202	10	0.25	0.5405

TABELLA A.1-4 COEFFICIENTI DI DEFLUSSO VALVOLA DI SCARICO

SCARICO	DEFLUSSO				
Alzata [mm]	**Portata [g/s]**	**Portata$_{is}$ [g/s]**	**# misurazione**	**Lift/Diameter**	**CE**
0.3375	1.226	18.202	1	0.025	0.0674
0.675	2.733	18.202	2	0.05	0.1502
1.0125	4.939	18.202	3	0.075	0.2714
1.35	6.044	18.202	4	0.1	0.332
1.6875	7.388	18.202	5	0.125	0.4059
2.025	8.620	18.202	6	0.15	0.4538
2.3625	9.239	18.202	7	0.175	0.5076
2.7	9.265	18.202	8	0.2	0.509
3.0375	10.267	18.202	9	0.225	0.5641
3.375	10.559	18.202	10	0.25	0.5801

A.2 FASI DI REALIZZAZIONE NUOVO PISTONE

L'azienda CMP responsabile della realizzazione del pistone ha iniziato una collaborazione in occasione del presente lavoro ed ha fornito numerosi spunti di studio per il team, possedendo un esperienza diretta pluriennale. Le fasi che hanno condotto alla produzione del manufatto possono essere riassunte come segue:

1. **STUDIO DI FATTIBILITA'**: preliminarmente si è cercato di comprendere quali fossero gli obiettivi prefissati dal team ed un primo CAD del pistone (Figura 4-1) è stato fornito all'azienda per dare delle linee guida sul prodotto richiesto. Conseguentemente sono state approfondite le tempistiche entro le quali sia il team si fosse dovuto impegnare a fornire i dati derivanti da analisi che il produttore avrebbe dovuto rispettare per poter consentire al team di eseguire i test necessari con il prodotto montato

2. **ANALISI GEOMETRIE**: Durante i mesi successivi all'inizio della collaborazione sono stati richiesti dati relativi alle principali geometrie che caratterizzavano non solo il pistone originale ma anche la canna cilindro con cui esso dovesse accoppiarsi.

3. **ANALISI DINAMICA E TERMOSTRUTTURALE**: Il costruttore si è subito concentrato sull'ottenimento di un miglior scorrimento del pistone non solo proponendo una soluzione con lega in alluminio e materiali in grado di ridurre drasticamente il coefficiente di attrito tra canna e cilindro, ma prendendo anche in considerazione un eventuale eccentricità dello spinotto rispetto alla geometria centrale. Il decremento della forza normale alla superficie della canna sul lato spinta, realizzata per mezzo di tale intervento, può facilmente condurre a criticità. La prima è rappresentata dal fenomeno chiamato Piston-slap come illustrato nel capitolo inerente la progettazione del pistone. Ulteriore possibile problematica invece riguarda le forze che vengono scaricate sulla biella, che avrebbero potuto metterla in condizioni di eccessivo stress, non essendo previsto che essa fosse riprogettata. Parallelamente è stata condotta la campagna di analisi 3D il cui processo e risultati sono presentati nel capitolo 3, in modo da poter fornire al costruttore dei parametri di riferimento nella scelta delle tolleranze da impiegare per l'accoppiamento pistone-canna.

4. **ANALISI GEOMETRICA APPROFONDITA**: Alla conclusione della precedente fase sono state richieste dal costruttore due canne dei cilindri del motore, rispettivamente una che fosse stata utilizzata ed una vergine, in modo da valutare le deformazioni della canna dovute al funzionamento. Durante questa fase è stata notata un'usura anomala della canna la quale ha condotto il costruttore a sostenere che vi fosse un gioco assiale nei cuscinetti di banco. Sono quindi state richieste rilevazioni condotte con scanner laser 3D che hanno effettivamente confermato le supposizioni fatte a priori dal costruttore. L'impiego di uno spessore è stato quindi preso in considerazione per poter vincolare maggiormente l'albero e con esso tutto il cinematismo biella-manovella.

5. **VERIFICA TERMOSTRUTTURALE FINALE**: Approfondite indagini condotte dal costruttore hanno rivelato una deformazione importante della canna del cilindro usato, maggiori in prossimità del punto morto superiore. Confermata la presenza di blow-by sono state apportate delle modifiche ai modelli impiegati nella prima analisi termostrutturale. La geometria del pistone riprogettata onde eliminare le criticità sul mantello è stata quindi sottoposta ad una verifica termostrutturale prima che il pezzo fosse mandato in produzione.

6. **PRIMA FASE DI PRODUZIONE**: Si è proceduto ad una prima produzione che consisteva in due pistoni differenti per il diametro maggiore del mantello nell'ordine del centesimo. Durante la consegna il costruttore ha comunque precisato il risultato di ultime considerazioni su rilevamenti fatti sul cilindro, non solo i cilindri usati avevano una deformazione molto marcata nella zona del PMS ma risultavano privi di trattamento di Nichelatura. Ha quindi suggerito di effettuare i test sulla "canna usata" in quanto lo stress ne aveva stabilizzato la struttura e la rendeva più sicura, mentre quella vergine avrebbe avuto comportamento e deformazioni imprevedibili.

A.3 MESSA IN TAVOLA PISTONE DI PRIMO PROGETTO

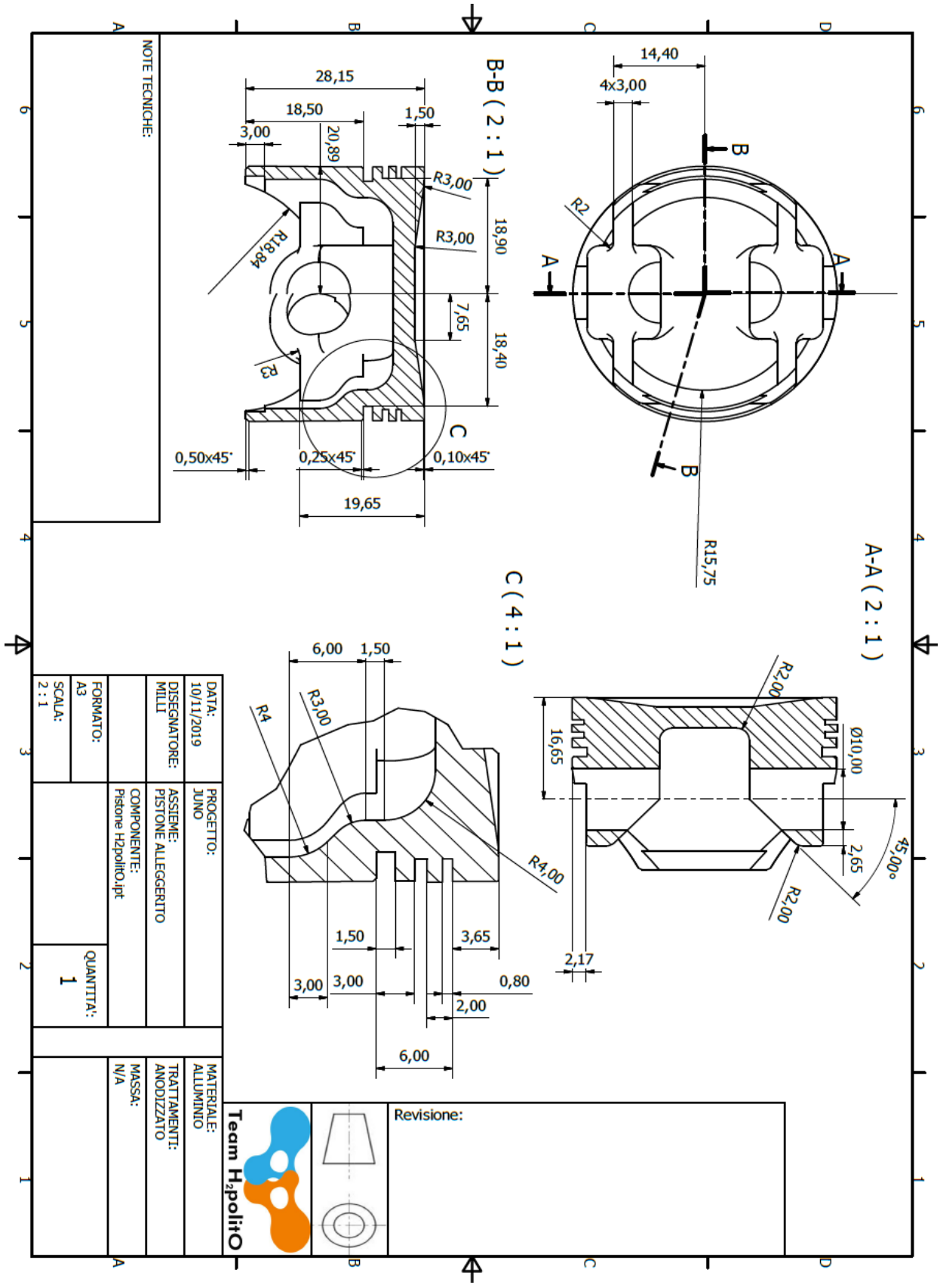

FIGURA A.3-1 MESSA IN TAVOLA PISTONE DI PRIMA PROGETTAZIONE

BIBLIOGRAFIA

1. **Heywood, Jhon B.** "*Internal Combustion Engine".* Seconda Edizione. s.l. : Mc Graw Hill Education, 2018.

2. **Shell Eco Marathon.** "2019 Official Rules",2019.

3. **KISTLER.** "Measuring Spark Plug M10x1 (sensor type 6113B)" Datasheet.

4. **KISTLER**. "Torque Sensor with Dual-Range-Options (type 4503A)" Datasheet.

5. **Technologies, Gamma.** "GT-Suite Engine Performances Application Manual". *GT-Suite Manual.* 2016.

6. **KISTLER.** "*Instruction Manual KiBox To Go Type 2893B... KiBox Cockpit Version 3.2 for In-Veichle and Test Bench Combustion Analysis".* 2019.

7. **(Altair), Hyperworks.** "*Pratical Aspects of Finite Element Simulation (A Student Guide)".* 2012.

8. **Pat Geng - General Motors, Robert Furey - Furey & Associates LLC , Anke Konzack - SGS. "***Calculation of Heating Value for Gasoline Containing Ethanol".* 2010. SAE Paper 2010-01-1517, https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2010-01-1517.

9. **Cinzia Tornatore, Luca Marchitto , Maria Antonietta Costagliola and Gerardo Valentino.** "Experimental Comparative Study on Performance and Emissions of E85 Adopting Different Injection Approaches in Turbocharged PFI Engine". *Energies.* 24 04 2019, doi: https://doi.org/10.3390/en12081555 .

10. **J.L.S. Fagundez, T. Lanzanova, M.E. S. Martins and N.P.G. "***Heat Transfer Evaluation of an Internal Combustion Engine Operating using Wet Ethanol Fuel".* s.l. : SAE International, 2014. SAE Paper 2014-36-0361, doi: https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/2014-36-0361 .

11. **Hohenberg, Günter F. "** *Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations".* 1979., SAE Paper 790825, doi: https://doi-org.ezproxy.biblio.polito.it/10.4271/790825 .