

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica
DISEGNO TECNICO INDUSTRIALE
DIEM

STUDIO DI MASSIMA E OTTIMIZZAZIONE
DI UNA TESTATA PER UN MOTORE
DIESELJET DUE TEMPI

Tesi di Laurea di:
GIONNI FERRARA

Relatore:
Chiar.mo Prof. Ing. **LUCA PIANCASTELLI**

Correlatori:
Chiar.mo Prof. Ing. **GIANNI CALIGIANA**
Chiar.mo Prof. Ing. **ALFREDO LIVERANI**
Dott. Ing. **CRISTINA RENZI**

Sessione Prima

PAROLE CHIAVE:

- Motore Diesel;
- Testata;
- Analisi Termostrutturale;
- Temperatura;
- Pressione.

Indice

Ringraziamenti	vii
Premessa	ix
1 Introduzione	1
1.1 Generalità	1
1.2 Breve analisi di mercato	2
1.3 Motori Diesel in ambito aeronautico	3
1.4 Obiettivi e scelte costruttive	5
1.5 Motori radiali	6
1.5.1 Tecnica costruttiva	8
1.5.2 Uso aeronautico	9
2 Il motore Diesel	11
2.1 Generalità	11
2.2 Le fasi del motore	12
2.2.1 Fase di aspirazione	12
2.2.2 Fase di Compressione	14
2.2.3 Fase di Combustione	15
2.2.4 Fase di Espansione	18
2.2.5 Fase di Scarico	18
2.3 La sovralimentazione	19
2.3.1 Trattazione generale	19
2.3.2 Turbosovralimentazione	20
2.3.3 Il ciclo termodinamico	24
2.3.4 La pressione media effettiva	27
2.3.5 Le curve caratteristiche	27
3 Il motore a due tempi	29
3.1 Generalità	29

3.1.1	Diagramma indicatore	31
3.2	Le fasi del motore	32
3.2.1	Aspirazione	32
3.2.2	Compressione	32
3.2.3	Combustione	32
3.2.4	Espansione	36
3.3	Due tempi ad accensione per compressione	36
3.4	Confronto fra motori due tempi	38
4	L'iniezione Common-Rail	39
4.1	Introduzione	39
4.1.1	Regolazione della potenza	39
4.1.2	Classificazione dei sistemi di iniezione	40
4.1.3	Caratteristiche richieste al sistema d'iniezione	41
4.2	Il sistema Common-Rail	42
4.2.1	Componenti del sistema	44
4.3	Il sistema con iniettore-pompa	54
5	La Testata	57
5.1	Introduzione	57
5.2	Iniettore	59
5.3	Pistone	67
5.4	Sviluppo della testata	71
5.5	Il rapporto di compressione	76
5.6	Il circuito di raffreddamento e lubrificazione	79
5.7	Fissaggio della testata	82
5.8	Coperchio e condotto di scarico	85
5.9	Carter e organi di distribuzione	86
5.10	Disegni di complessivo	88
6	I materiali	91
6.1	La testata	91
6.2	Le valvole	98
6.3	Il pistone	100
7	Verifica Termostutturale	101
7.1	Metodo degli elementi finiti	101
7.2	Descrizione generale del metodo	102
7.3	Materiale adottato per lo studio FEM	105

7.4	Modello per lo studio FEM	108
7.4.1	Creazione della mesh	111
7.4.2	Modellazione dei vincoli	112
7.4.3	Ipotesi di carico	112
7.4.4	Risultati	115
7.4.5	Considerazioni finali	118
8	Sviluppi futuri	119
8.1	Analisi e proposte di miglioramento	119
8.1.1	La C.G.I (Compacted Graphite Iron)	119
8.1.2	TBC - Thermal Barrier Coating	121
	Conclusioni	125
A	Suddivisione termica del piatto fiamma	127
A.1	Proprietà meccaniche GD- AlSi9	128
	Bibliografia	135

Ringraziamenti

Bologna, 21 luglio 2009

Alla fine della mia carriera universitaria, trascorsa tra periodi davvero faticosi accompagnati tuttavia da grandi soddisfazioni, voglio ora soffermarmi a ringraziare quanti mi hanno aiutato e supportato in questi anni.

Innanzitutto i componenti della mia famiglia, mio padre Gaetano e mia mamma Angela, ai quali sono molto legato e grazie ai quali sono riuscito a raggiungere questo traguardo, dandomi sostegno non solo economico, ma anche, e soprattutto, morale.

Ringrazio mia sorella Rossella, mio cognato Luciano che mi hanno sostenuto nei momenti più difficili e i miei due nipotini Samuela e Federico, cui voglio un mare di bene.

Ringrazio il mio relatore Prof. Luca Piancastelli per la disponibilità dimostrata.

Ringrazio tutti i miei compagni di università, Daniele, Bruno, Francesco con i quali ho condiviso gran parte del percorso universitario e i miei coinquilini Alessandro, Canio e Maurizio per me veri amici.

Premessa

Lo studio di questa tesi si inserisce in un ambizioso ed innovativo progetto, il cui scopo è quello di realizzare un velivolo a decollo verticale, in grado di coprire lunghe distanze in tempi ridotti. Il mio lavoro si concentrerà sul propulsore del citato velivolo, un motore a ciclo diesel due tempi di derivazione automobilistica ad altissima potenza ed in particolare sarà rivolto allo studio di massima e all'ottimizzazione della testata. L'obiettivo è quello di ottenere un manufatto capace di elaborare grosse portate d'aria, caratteristica essenziale per ottenere grandi potenze, cercando di coniugare al tempo stesso leggerezza ed affidabilità, prerogative dalle quali non si può prescindere nella progettazione di aeromobili. La tesi verrà articolata in due fasi. Inizialmente saranno affrontati i problemi tipici di una progettazione di una testata, quali lo studio della camera di combustione, il posizionamento degli iniettori, il posizionamento delle valvole di scarico, la realizzazione del condotto di evacuazione dei gas combusti. Successivamente verrà effettuata una verifica termostrutturale, che, pur in mancanza di dati certi circa le modalità di scambio termico in camera di combustione, consentirà di testare in via preliminare le caratteristiche di resistenza richieste al manufatto.

Gionni Ferrara.

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Generalità

Il 24 Ottobre 2003 il bisonico *Concorde* è andato in pensione. I cieli sopra l'Atlantico non sono più solcati dall'aereo più bello del mondo (la definizione è dei francesi, parte interessata perché l'hanno costruito in joint venture con gli inglesi). Le campane a morto per il "*bianco uccello*" (un'altra poetica definizione dei francesi) hanno cominciato a rintoccare sempre più forti dal 25 luglio del 2000. Quel giorno, un Concorde dell'Air France si schiantò mentre decollava da Parigi, provocando la morte di 113 persone rappresentando la fine di una leggenda che lo voleva quasi invulnerabile. Da allora, a dispetto di un migliorato standard di sicurezza, grazie a interventi sui serbatoi di carburante e sui circuiti elettrici, il Concorde è venuto alla ribalta solo per le avarie sempre più frequenti ed allarmanti, con la conseguenza che l'affezionata clientela di facoltosi che lo utilizzava gli ha voltato le spalle. L'aereo esce così di scena senza nemmeno che ci sia all'orizzonte l'ombra di un nuovo, più moderno supersonico passeggeri. La strada aperta dall'avveniristico "*uccello bianco*", tanto magnificato per le sue prodezze tecnologiche, si è rivelata un vicolo cieco. Non è un caso, infatti, che le sole compagnie che lo hanno utilizzato sono quelle dei due Paesi che ne hanno promosso la costruzione. Nel frattempo, il consorzio europeo *Airbus* ha deciso di puntare alla costruzione di un aereo agli antipodi del Concorde, capace di trasportare fino ad ottocento passeggeri con consumi di carburante ridotti al minimo, ma velocità di crociera decisamente inferiori, mentre l'americana *Boeing* punta al miglioramento dei suoi attuali modelli. Tuttavia, esiste ancora un mercato potenziale di clienti per un aereo dalle caratteristiche del Concorde. L'idea, è quella di soddisfare questa "fetta" di mercato, con un vettore di nuova concezione, ad uso privato. Le tecnologie attuali infatti, consentono di costruire un aereo più economi-

co, dalle dimensioni ridotte, che pur partendo da filosofie progettuali diverse, possa mantenere le caratteristiche del famoso supersonico. Si tratterebbe dunque di un “*miniconcorde*” con l’aggiunta della possibilità di effettuare un decollo verticale. Un vettore con le caratteristiche citate, è il caccia militare F35. Quest’ultimo è in grado di trasportare un limitato numero di passeggeri ed è in condizione di effettuare, se necessario, un decollo/atterraggio verticale. Si tratta di un aereo estremamente veloce, capace di volare a velocità Mach 2.2, che richiede moltissima potenza al decollo e molta potenza in quota. La scelta sul tipo di propulsione da impiegare, è ricaduta sul motore diesel. Lo sviluppo tecnologico che questo motore ha avuto in ambito aeronautico negli ultimi anni è stato notevole, tantochè, oggi è pensabile di ottenere prestazioni simili a quelle di un *turbofan*, con consumi ridotti e un più elevato standard di affidabilità.

L’aereomobile prende il nome di “*Convertiplano*”: Aereo a decollo e atterraggio verticale, chiamato in gergo tecnico *VTOL* (Vertical Take Off Landing) di cui un prototipo è rappresentato in figura 1.1 .



Figura 1.1: Convertiplano

1.2 Breve analisi di mercato

Il mercato degli executive di lusso, si attesta intorno ai 30000 esemplari volanti su scala mondiale. Se anche uno 0.5% di tale flotta si convertisse ai convertiplani supersonici, allora vorrebbe dire un mercato potenziale di 1500 esemplari. Si tratta di un numero estremamente interessante, considerando che l’executive di grande successo “*Cessna Citation*” è stato prodotto in circa 1000 esemplari. Tale flotta è inoltre sottostimata, poichè tiene conto solo di Europa, Stati Uniti, Australia e Giappone,

tralasciando paesi che nel frattempo hanno visto crescere in maniera esponenziale le proprie economie (Cina e paesi medioorientali). Non si esclude quindi, che il vettore possa interessare una platea di persone ancor più vasta. Una parte dell'utenza dell'executive supersonico, vola attualmente su aeroplani di linea "privati" e non vi è dubbio che il dimezzamento dei tempi di trasporto e la possibilità di decollare direttamente dalla propria abitazione, costituisca per queste persone una proposta molto interessante. Certo, i costi di progettazione, messa a punto e certificazione, saranno molto elevati, per cui non vi è certezza sull'effettiva fattibilità dell'intero progetto, ma non è escluso che parti di quest'ultimo, come ad esempio il propulsore, possano interessare altri settori. L'osservazione di carattere economico, secondo cui esiste una nicchia di mercato nel settore degli aerei civili non ancora presidiata da alcuna azienda, è dunque alla base di questo progetto e al tempo stesso, ne crea la premessa per il suo futuro sviluppo.

1.3 Motori Diesel in ambito aeronautico

Se da sempre i motori ad accensione spontanea presentano rendimenti superiori a quelli dei diretti "avversari" ad accensione per scintilla, essi hanno trovato limitazioni nell'uso aeronautico a causa dell'alto rapporto peso/potenza e dei pochi cavalli per litro ottenibili. Risulta infatti di estrema importanza il rapporto ottenibile tra peso e potenza unitaria che non deve superare certi limiti, ben più restrittivi che in campo automobilistico. Si pensi infatti che mentre un veicolo terrestre può essere agilmente condotto con potenze per unità di peso di 0,35 CV/kg, per un velivolo servono 1,45 CV/kg. Come premesso, è questo l'aspetto più limitativo per i motori Diesel, che da sempre hanno avuto buone caratteristiche di robustezza, affidabilità ed economicità, ma si presentano pesanti e poco prestanti (di rado superavano i 40 CV/litro). Un propulsore aeronautico deve inoltre possedere una buona flessibilità di funzionamento, visto che è chiamato ad operare correttamente sia al livello del mare che alle quote previste dal velivolo. La tecnologia attuale nel settore dei Diesel consente di superare questo limite, ma si scontra in ambito aeronautico, con i motori a turbina, in particolare i turbofan, che raggiungono rapporti potenza/peso molto elevati con eccedenza di 20.000 CV. D'altra parte, i motori a ciclo Diesel consentono il contenimento del costo di esercizio, più che dimezzato rispetto a un turbofan, con consumi specifici molto ridotti. Le differenze tra le specifiche richieste ad un motore aeronautico e quelle relative ad un motore automobilistico sono notevoli.

La fase progettuale, e in primo luogo il dimensionamento di massima, dovrà essere

finalizzata al conseguimento di pochi ma fondamentali obiettivi:

- **Affidabilità:** Per ottenere la certificazione del motore, sono previste diverse prove di affidabilità. La “*Federal Aviation Administration*” prevede per esempio il funzionamento continuativo per 85 ore alla massima potenza, per 15 ore alla potenza di *take off*, per 50 ore a regime, con disassemblaggio e verifica di eventuali anomalie.
- **Durata:** Mediamente i propulsori aeronautici sono garantiti per circa 2000 ore (oltre le quali diventa necessaria una revisione): il cosiddetto TBO (*time between overhaul*), che varia in funzione delle condizioni di uso e della percentuale di funzionamento continuo a regime.
- **Compattezza:** E’ importante che un propulsore avio imponga meno restrizioni possibili alle pendici aerodinamiche del velivolo (sulle quali è situato il vano motore) e che abbia una buona versatilità di montaggio.
- **Peso per potenza unitaria:** Mentre un veicolo terrestre può essere agilmente condotto con potenze poco oltre i 10 hp per tonnellata, per un aereo ne occorrono circa 200.
- **Leggerezza:** Il sistema di propulsione assieme ai suoi ausiliari, dovrà essere il più leggero possibile per poter provvedere ad una adeguata capacità di carico. Il peso e l’efficienza del motore, determinano infatti il massimo carico utile in fase di decollo. Tale parametro ha costituito il freno principale allo sviluppo ed utilizzo dei motori diesel in campo aeronautico. Tenendo conto che il sistema di propulsione costituisce una parte considerevole del peso totale del velivolo, si spiega come per lungo tempo i motori endotermici alternativi ad accensione spontanea non siano stati considerati “costituzionalmente” portati al volo.
- **Flessibilità di funzionamento:** Un propulsore aeronautico deve funzionare correttamente al livello del mare ed essere capace al tempo stesso di fornire tutta la potenza richiesta alle alte quote.
- **Semplicità:** Vanno il più possibile evitate complicazioni strutturali e limitate al minimo indispensabile il numero di parti e componenti, in quanto la semplicità è la strada più sicura per conseguire l’obiettivo dell’affidabilità.

Grazie alle profonde innovazioni tecnologiche introdotte e l’utilizzo di nuove tecniche di progettazione (ottenute con l’ausilio di potenti software per la modellazione CAD

e di analisi FEM), è oggi possibile eseguire il progetto dei vari organi di macchina, contenendo notevolmente i pesi. Inoltre, l'impiego di materiali all'avanguardia, con caratteristiche meccaniche impensabili fino a pochi anni addietro, unito all'introduzione sul mercato di nuovi iniettori in grado di operare ad elevate velocità, ha consentito al motore diesel di raggiungere livelli di prestazioni paragonabili a quelle di un turbofan.

1.4 Obiettivi e scelte costruttive

La ricerca di elevati giri motore, con elaborazione di grandi masse d'aria (necessarie per spingere il velivolo nel campo delle velocità supersoniche), unite alle considerazioni sin qui svolte, spiegano il perché della scelta di un motore *"Diesel common-rail due tempi"*. Non è obiettivo primario la ricerca della potenza specifica, né la riduzione dei consumi; rispetto a queste prerogative, sarebbe sicuramente più funzionale un motore quattro tempi. I motori verranno alloggiati nei vani posti sotto le ali, seguendo lo schema di figura 1.2.

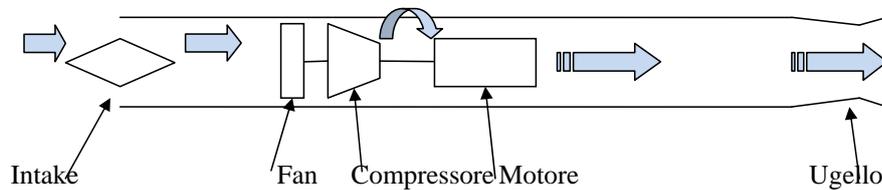


Figura 1.2: Layout propulsore

Saranno in numero maggiore del minimo richiesto e pari probabilmente a 4 in modo da massimizzare l'affidabilità totale del velivolo. Si è scelta la tipologia Diesel, per avere come combustibile il gasolio che verrà additivato con del lubrificante in rapporto di 5200 parti di fuel a 2 parti di olio, come già avviene nell'SR-71. Questo consente di fare a meno del circuito di lubrificazione con vantaggi in termini di peso e semplicità costruttiva, poiché non vi sarà bisogno di appositi circuiti di raffreddamento dell'olio. L'utilizzo del diesel come lubrificante aumenta l'affidabilità del propulsore, in quanto non si potrà mai verificare (come avviene in alcuni motori) che l'olio possa finire. Inoltre viene aumentata la sicurezza passiva in caso di guasti o incidenti, non essendo il gasolio un combustibile altamente infiammabile.

I vantaggi di un motore diesel in ambito aeronautico sono perciò riassumibili in:

- **Motore turbodiesel:** Affidabile in quota con la sovralimentazione che ovvia a problemi quali la rarefazione dell'aria di creazione di ghiaccio nei condotti e di accensione del carburante dovuti alla temperatura bassa di esercizio. Il carburante non presenta elevata infiammabilità, per cui si riduce in caso di incidenti il possibile sviluppo di fiamme. Viene inoltre ridotto il peso, poichè manca il doppio circuito di accensione ed aumentata l'affidabilità, poichè viene eliminata una parte che può essere soggetta a guasti, e perché viene a mancare il circuito elettrico, che a causa dell'elevato voltaggio, può indurre campi magnetici che disturbano gli strumenti di navigazione.
- **Motore diesel due tempi:** Possibilità di aumentare considerevolmente e in modo più immediato i giri motore rispetto ad un quattro tempi. Maggiore capacità di elaborazione di grandi masse d'aria. Il ridotto numero di parti in movimento lo rende più affidabile e leggero del quattro tempi; in particolare non necessita di lubrificazione del manovellismo di spinta per il cui scopo è sufficiente la percentuale di olio miscelato nel carburante. Ciò induce un rilevante calo nel peso del propulsore, derivante dalla mancanza di un impianto di lubrificazione forzata e dunque di una pompa aggiuntiva e dell'olio di lubrificazione. Vengono diminuiti allo stesso tempo il numero dei controlli da effettuare e la spesa di gestione poichè non ci sarà bisogno di controlli dell'olio né di eventuali operazioni di rabbocco o sostituzione.
- **Iniezione:** Affidabile e leggera. Come si vedrà nel capitolo dedicato all'iniezione common-rail, l'incremento considerevole delle pressioni di iniezione è il principale fattore di incremento di potenza.

1.5 Motori radiali

Il motore radiale, spesso chiamato anche motore stellare, è un motore a combustione interna nel quale i cilindri sono disposti secondo linee radiali, intorno all'albero motore. Esso può essere composto da una o più "stelle", da cui il nome che lo identifica, cioè da una o più serie, autonome, di cilindri. In questo caso si parlerà di motore a doppia, tripla e quadrupla stella. Il motore radiale conobbe un grande successo in aeronautica e rimase in produzione fino all'avvento del motore a getto o Jet. Era con questo tipo di motore che erano equipaggiati tutti i grandi velivoli da trasporto civile e militare con i quali si chiuse l'era del motore a pistoncini in aviazione. Alla fine

della I Guerra Mondiale fu considerato obsoleto; uno dei suoi notevoli inconvenienti era quello di produrre delle grandi forze giroscopiche, le quali diventavano pericolose quando venivano azionati i controlli per cambiare la direzione di volo degli aerei. Un altro svantaggio era rappresentato dalle perdite durante lo spostamento laterale, dovute al vento; queste erano piuttosto alte a causa della resistenza dell'aria. Una delle prime applicazioni di questi motori, fù il francese "Gnome", un motore da 50 cavalli che volò con successo nel 1909 (figura 1.3 e figura 1.4).

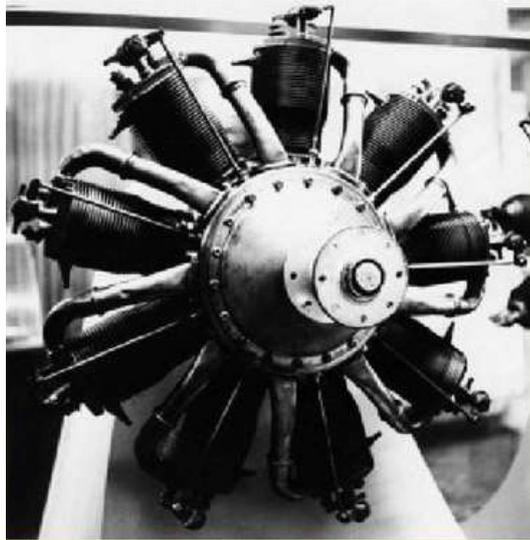


Figura 1.3: Motore radiale

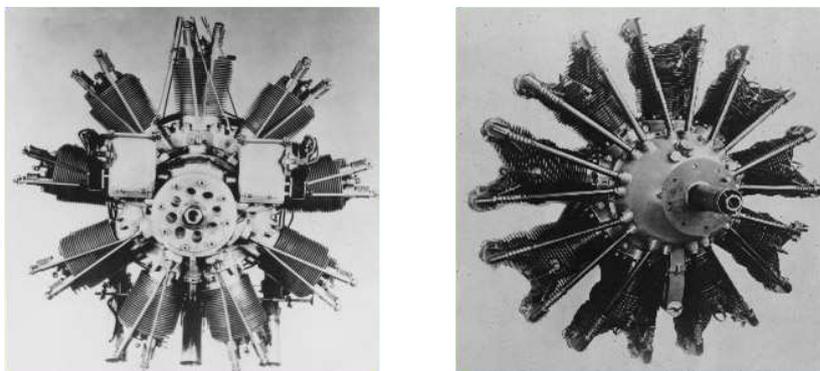


Figura 1.4: Motore radiale

1.5.1 Tecnica costruttiva

In un motore radiale, i pistoni sono connessi all'albero motore con un sistema particolare. Un solo pistone è connesso direttamente all'albero motore attraverso una biella di grandi dimensioni detta biella madre. Tutti gli altri sono connessi, con delle biellette, alla biella madre. Anche se tale collegamento può essere inteso come meccanicamente scorretto (per via del differente centro di rotazione della biella madre rispetto alle biellette), il calo di rendimento derivante può spesso intendersi come limitato. Vale una regola generale, al fine di limitare i cimenti meccanici sulla biella i motori radiali a due tempi hanno numero pari di cilindri per ciascuna stella, i motori a quattro tempi hanno numero dispari (sempre per ciascuna stella); difatti un motore a diciotto cilindri su due stelle ha nove (dispari) cilindri per ciascuna stella. Il rapporto peso/potenza di questi motori era migliore di quelli di altri motori aeronautici, un elemento che li rese attraenti agli occhi degli ingegneri aeronautici. I materiali utilizzati per la loro costruzione erano verosimilmente degli acciai al carbonio (basso e medio legati) legati con nichel, molto popolare a quei tempi. Fin dai motori usati nella I Guerra Mondiale i pistoni giravano a circa 1200 rpm a pieno gas e furono introdotte delle alette sul cilindro, per aumentare la superficie di scambio termico e dissipare più calore. Le pareti del cilindro erano piuttosto sottili e la testa era parte integrante del cilindro, ottenendo una struttura pulita, semplice e leggera. Non essendovi alcun modo di incorporare circuiti di recupero dell'olio nel corpo motore, il sistema di lubrificazione era inevitabilmente del tipo a "perdita totale". Il raffreddamento era ad aria. Durante i primi anni del secolo molti progettisti, vennero alla conclusione che il progetto del motore radiale offriva il miglior compromesso per sviluppare motori militari e motori commerciali. In quegli stessi anni i progettisti militari britannici e non solo, visto il bisogno per i motori di essere usati sia in ambito militare che in quello commerciale, giunsero alla conclusione che i cilindri a getto di ferro fossero inadeguati. L'abilità maggiore della ricerca dell'aviazione Britannica, fu quella di dirigere lo sviluppo verso la ricerca di nuovi cilindri. I Prof. *A. H. Gibson* e *Samuel D. Heron*, furono due uomini che ebbero un peso notevole sull'evoluzione dei motori raffreddati ad aria. Entrambi capirono che l'alluminio è un buon conduttore di calore e decisero di costruire la testa del cilindro con questo materiale. La testa era provvista di alette per aumentare la superficie di scambio termico. Il diametro interno della testa era lievemente più piccolo di quello esterno della parete del cilindro, per cui doveva essere scaldata per permetterne l'assemblaggio.

1.5.2 Uso aeronautico

In campo aeronautico il motore stellare presenta non pochi vantaggi. Il raffreddamento del motore avviene utilizzando direttamente l'aria generata dal movimento del velivolo o dell'elica. Quindi non si rendono necessari sistemi di raffreddamento a liquido, con un notevole risparmio di peso. La mancanza di un sistema di raffreddamento a liquido rende il motore radiale più semplice da costruire, e mantenere, rispetto ad un motore in linea o a V. Questa sua semplicità lo rese più affidabile e in combattimento, meno sensibile agli eventuali danneggiamenti. Infatti, nel caso in cui venga direttamente colpito un cilindro di una stella del motore radiale, sarà solo questo a perdere potenza, mentre in un motore in linea o a V, caratterizzati da uno o più blocchi di cilindri, perderà potenza l'intero blocco. Questi vantaggi uniti alla leggerezza e all'affidabilità ne facilitarono e ne consigliarono l'impiego sui velivoli. Un altro vantaggio è dato dalla modularità del progetto. Ad un certo punto del suo sviluppo, invece di incrementarne la potenza aumentando le dimensioni si preferì aggiungere file supplementari di cilindri. Questo permise di mantenere una certa facilità progettuale che si ripercuoteva anche in quella produttiva. Il poter realizzare un minor numero di componenti era economicamente vantaggioso e si rivelò assai utile nella manutenzione dei velivoli impiegati nei conflitti. Il motore radiale però presenta anche due grandi svantaggi. Il primo è dato dalla maggiore resistenza aerodinamica che genera in quanto necessita, a causa della sua forma, di una sezione frontale maggiore di quella di un equivalente motore in linea. Inoltre nel caso si voglia adottare la sovralimentazione, l'aria compressa, dopo il passaggio nel compressore o nella turbina, dovrà essere portata ad ogni singolo cilindro, mentre nel motore in linea, o a V, sarà necessario un solo condotto per un intero blocco di cilindri.

Durante gli anni trenta si sviluppò un grande dibattito tecnico su quale delle due tipologie di motore, radiale o in linea, fosse migliore. Inizialmente il vantaggio sembrava andare al motore radiale, che divenne il principale motore utilizzato su molti velivoli civili e militari proprio grazie alla sua affidabilità, valore importante durante i voli su grandi superfici desertiche o sull'acqua, e per la sua leggerezza. In seguito soprattutto per i velivoli militari da caccia, e con la disponibilità di motori a V quali il *"Daimler-Benz DB 601"* o il *"Rolls-Royce Merlin"*, sembrò che il motore ideale fosse costituito dal motore in linea, che permetteva di ottenere velivoli con linee aerodinamiche molto pulite. Il dibattito non ebbe una sua vera soluzione in quanto velivoli da caccia come il *"Republic P-47 Thunderbolt"* o il *"Focke-Wulf Fw 190"*, per quanto riguarda i velivoli da caccia basati a terra, dimostrarono che si potevano ottenere aerei capaci di grandi prestazioni utilizzando un motore radiale. Mentre il

“*Supermarine Spitfire*” o il “*Messerschmitt Bf 109*” tedesco, equipaggiati con i motori a V, si rivelarono aerei con una aerodinamica estremamente efficiente e resistenti ai danni del combattimento. Chi prese una netta posizione a riguardo fu la *US Navy*, che adottò sempre il motore radiale per tutti i suoi velivoli. Anche la Marina Imperiale e l’Aviazione dell’Esercito del Giappone fecero altrettanto. Anche molti dei velivoli italiani utilizzati durante il Secondo conflitto mondiale erano motorizzati con dei motori radiali.

Subito dopo il conflitto si assistette a un’affermazione del motore radiale, utilizzato su tutti i grandi velivoli civili e militari del periodo. Destino diverso toccò al motore in linea che scomparve rapidamente dal mercato dell’aviazione. Tuttavia in pochi anni lo sviluppo dei motori a getto introdotti dagli ingegneri tedeschi con lo “*Junkers Jumo 004*” che equipaggiava il “*Messerschmitt Me 262*” pose definitivamente fine allo sviluppo dei grandi motori a scoppio per l’aeronautica.

Il più grande motore radiale aeronautico mai realizzato in serie fu lo statunitense “*Pratt & Whitney R-4360 Wasp Major*”. Il motore, che era dotato di 28 cilindri disposti su quattro stelle e poteva fornire una potenza di 3.500 hp (2.610 kW), venne utilizzato sui più grandi velivoli, militari prima e civili poi, dell’ultimo periodo dei velivoli a motore a pistoni.

Tuttavia il primato nelle dimensioni di un motore radiale spetta all’Unione Sovietica. La *Zvezda* realizzò un numero limitato di motori diesel marini da 42 cilindri caratterizzati da ben 6 file di stelle a 7 cilindri, alesaggio 160 mm (6.3 in) x corsa 170 mm (6.7 in), per una cilindrata totale di 143,5 L. Questo motore sviluppava la potenza di 6,000 hp (4,500 kW) a 2.500 giri/min.

Capitolo 2

Il motore Diesel

2.1 Generalità

Nelle righe che seguono, saranno riassunte le principali caratteristiche dei motori ad accensione per compressione aventi naturalmente ciclo Diesel. Il motore Diesel ha la particolarità di aspirare il solo comburente e di comprimerlo fino a portarlo alle condizioni di temperatura e pressione tali per cui, una volta iniettato il combustibile, questo si accenda spontaneamente. Il ciclo che descrive il comportamento di un motore ad accensione spontanea è il “*ciclo Sabathè*”, il cui diagramma di indicatore reale è riportato in figura 2.1.

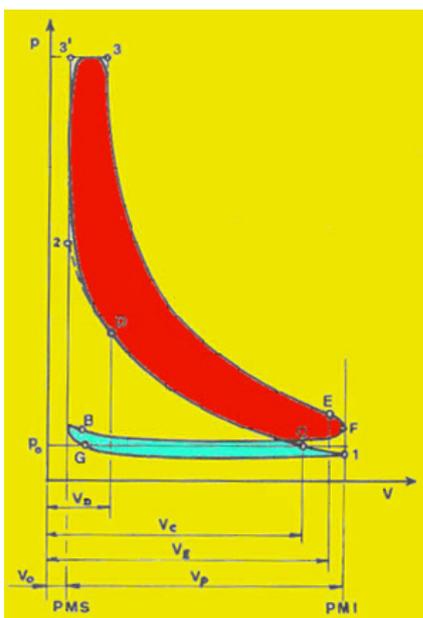


Figura 2.1: Diagramma indicatore reale.

In tale diagramma è sintetizzato l'andamento della pressione che agisce sul cielo del pistone in funzione del volume spazzato da quest'ultimo. L'area colorata di rosso rappresenta il lavoro ideale fruibile ad ogni completamento del ciclo mentre l'area in azzurro mostra il lavoro dovuto al pompaggio, termine relativo al fatto che durante le fasi di aspirazione e scarico, il motore funziona da pompa, per cui il suo operato non può considerarsi gratuito. Sempre dalla figura, si nota che la fase di aspirazione (tratto B-G-1) avviene ad una pressione inferiore rispetto a quella atmosferica e la causa di questo è da ricercarsi nelle perdite di carico subite dal fluido operatore quando entra nel motore. Per compensare tale fenomeno si anticipa l'apertura della valvola di aspirazione e se ne ritarda la chiusura. Il punto "D" indica il momento in cui viene iniettato il combustibile. L'iniezione avviene in anticipo rispetto al raggiungimento del PMS da parte del pistone, poichè si vuole compensare il ritardo di accensione (tipico del gasolio). Una volta raggiunte le condizioni che permettono l'accensione del combustibile, si può ritenere che la prima parte di combustione avvenga a volume costante per via del repentino innalzamento delle pressioni, mentre la seconda parte a pressione costante, vista la compensazione che esiste tra l'aumento di pressione dovuto alla combustione (che nei motori Diesel prosegue anche per un buon tratto di espansione) e l'aumento di volume a seguito dello spostamento del pistone dal PMS al PMI. Il lavoro utile viene accumulato durante la fase di espansione. Quest'ultima viene fatta terminare prima del raggiungimento del PMI aprendo la valvola di scarico in anticipo, allo scopo di facilitare l'uscita dei gas combusti. La scelta dell'anticipo di apertura è una operazione alquanto complessa, poichè si deve trovare il giusto compromesso tra la perdita di lavoro utile dovuta all'interruzione della fase di espansione e la diminuzione del lavoro speso per l'espulsione dei gas combusti (tratto E-F-G). Si può infine osservare che nel tratto B-G sono aperte contemporaneamente le valvole di scarico ed aspirazione.

2.2 Le fasi del motore

2.2.1 Fase di aspirazione

Nei motori ad accensione spontanea l'aspirazione coinvolge il solo comburente che viene introdotto in eccesso rispetto al valore stechiometrico (a tal proposito si osserva che per la combustione completa di 1 kg di gasolio occorre una massa d'aria di circa 14,5 kg, anche se, è prassi comune utilizzare rapporti di miscela con valori compresi tra 18 e 22) e solo successivamente si inietta il combustibile.

Di seguito sono elencate le perdite di carico che il fluido operatore subisce entrando nel motore:

- Perdite per attrito incontrate dal fluido nel sistema di aspirazione, le quali dipendono dalla forma e dalle dimensioni dei condotti che creano una depressione, provocando un'ulteriore diminuzione della densità di carica;
- Gas residui rimasti all'interno dei cilindri i quali, espandendosi, ritardano inevitabilmente l'inizio della immissione del comburente;
- Riduzione della densità di carica aspirata dovuta al conseguente riscaldamento prodotto dalle pareti del cilindro e dai condotti di aspirazione;
- Fenomeni di risonanza provocati dall'apertura simultanea delle valvole di aspirazione e di scarico.

Nel movimento dal PMS al PMI il pistone genera un volume V_c , quindi teoricamente la massa d'aria che entra nel cilindro sarà pari a V_c/v_a dove con v_a si è indicato il volume specifico dell'aria alle condizioni di pressione e temperatura in cui si trova il motore. Nella realtà, per i motivi sopra elencati viene aspirata solo una frazione della massa d'aria ideale. La massa M_a di carica fresca effettivamente aspirata risulta quindi:

$$M_a = \eta_v \frac{V_c}{v_a}$$

dove η_v è detto coefficiente volumetrico o coefficiente di riempimento.

La determinazione del valore del coefficiente volumetrico è di notevole difficoltà con metodi analitici e richiede l'utilizzo di sistemi computerizzati. Generalmente η_v aumenta con l'aumentare del rapporto di compressione e della pressione di aspirazione, mentre diminuisce all'aumentare della pressione dei gas residui, della temperatura e dell'attrito sui condotti di aspirazione. Questi ultimi devono essere progettati correttamente in quanto le perdite di carico sono direttamente proporzionali alla loro lunghezza e al quadrato della velocità di attraversamento ed inversamente proporzionali al diametro degli stessi. Altro compito dei condotti di aspirazione è generare la giusta turbolenza del fluido operatore in camera di combustione per permettere una buona miscelazione aria-gasolio. Si adottano perciò forme particolari dei condotti che risultano spesso modellati a spirale. In caso di motori a 4 valvole è buona norma modellare un solo condotto di aspirazione in questa maniera, per evitare che le turbolenze vadano ad interferire tra loro annullando così gli effetti. Il

coefficiente volumetrico è inoltre fortemente influenzato dal regime di rotazione. In particolare si nota un iniziale aumento di η_v all'aumentare del numero di giri seguita da una progressiva diminuzione, in quanto le alzate delle valvole sono progettate per regimi intermedi. Per il tracciamento del diagramma indicatore di un motore diesel si riportano le espressioni per calcolare pressione e temperatura del fluido operatore al termine dell'aspirazione:

$$T_1 = \frac{\left(\frac{1}{\rho-1}\right) p_r + \eta_v p_a}{\left(\frac{1}{\rho-1}\right) \frac{p_r}{T_r} + \eta_v \frac{p_a}{T_r}} + \delta T$$

$$p_1 = p_a \frac{V_p}{V_c} \left(\eta_v \frac{T_1}{T_a} + \frac{1}{\rho-1} \frac{p_r}{p_a} \frac{T_1}{T_a} \right)$$

Dove si è indicato con :

- ρ densità dell'aria,
- p_r, T_r pressione e temperatura allo scarico,
- p_a, T_a pressione e temperatura all'aspirazione,
- δT fattore correttivo.

2.2.2 Fase di Compressione

Sempre in figura 2.1 si può osservare come la fase di compressione ideale inizi nel punto C e segua il tratto C-2 (linea tratteggiata). Nella realtà la compressione termina nel punto D (p.to in cui avviene l'iniezione del gasolio), seguita da un rapido aumento di pressione. Inizialmente il fluido si trova ad una temperatura inferiore rispetto alle pareti del cilindro, per cui la temperatura della carica aumenta per il duplice effetto della compressione e dello scambio di calore. Raggiunta una temperatura sufficientemente elevata, si ha un'inversione del flusso di calore che passa così dalla carica alle pareti del cilindro. Questa fase è dominante rispetto alla precedente, per cui si può affermare che la compressione è una trasformazione a sottrazione di calore. La curva che meglio approssima la compressione è quindi una politropica, il cui esponente n_c viene considerato costante e pari al valore medio ricavato sperimentalmente.

Accettata tale approssimazione, la temperatura e la pressione del fluido al punto D si possono calcolare attraverso le espressioni:

$$p_d = p_c \left(\frac{V_c}{V_d} \right)^{n_c} \quad T_d = T_c \left(\frac{V_c}{V_d} \right)^{n_c-1}$$

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_c}{V_2} \right)^{n_c} \quad T_2 = T_1 \left(\frac{V_c}{V_2} \right)^{n_c-1}$$

dove V_c/V_2 è il rapporto di compressione.

L' esponente n_c della politropica dipende da diversi fattori. In generale esso aumenta al diminuire del rapporto tra la superficie delle pareti di scambio e il volume del cilindro, e al diminuire della cilindrata unitaria e del rapporto corsa/alesaggio. Il suo valore dipende dal tipo di raffreddamento, per cui nei motori che presentano un raffreddamento a liquido (dove le pareti del cilindro sono inevitabilmente più fredde), si riscontrano valori inferiori rispetto ai motori raffreddati ad aria. Infine n_c aumenta con l' aumentare del regime di rotazione poiché aumenta la temperatura media delle pareti del cilindro. All'aumentare del n.ro di giri infatti, si riducono i tempi di scambio termico per cui le pareti del cilindro non sono più in grado di smaltire il calore prodotto (come invece avviene alle minori velocità) e per questo motivo si può ritenere il cilindro un sistema adiabatico. Nel caso di motori aspirati, a pieno carico l'esponente della politropica assume valori compresi tra 1,30 e 1,36 nei motori a ciclo Otto e 1,32 e 1,38 nei motori a ciclo Diesel. La differenza è giustificata dal fatto che nei motori a ciclo Otto il carburante continua ad evaporare nella prima parte della compressione, continuando ad assorbire calore.

2.2.3 Fase di Combustione

Affinché possa avvenire la combustione è necessario vaporizzare il combustibile e miscelarlo in modo omogeneo con l'aria aspirata. Nelle miscele eterogenee aria-combustibile, il tempo impiegato per la vaporizzazione e la miscelazione determina la velocità della combustione.

Nei motori endotermici la combustione può svilupparsi in tre differenti modi:

- **combustione simultanea:** si verifica in presenza di miscele omogenee in composizione e temperatura. Raggiunta la giusta temperatura (punto di auto-combustione), la miscela si accende e la combustione inizia simultaneamente in tutti i punti della miscela, accelerando man mano che la temperatura aumenta, fino al completamento. Tale fenomeno prende il nome di “*detonazione*” (avvertibile dal caratteristico rumore metallico) ed è causa di perdite di potenza e gravi danneggiamenti agli organi meccanici, quindi, da evitarsi assolutamente;
- **combustione progressiva:** avviene in miscele omogenee di aria e vapori di combustibile, ma rispetto alla precedente ha inizio solo in quei punti della miscela che si trovano alle condizioni adatte per l' accensione. Successivamente

il fronte di fiamma si propaga perpendicolarmente alla superficie con velocità caratteristica detta “*velocità di fiamma*”. Si hanno quindi due zone di miscela separate dal fronte di fiamma: una bruciata ed una incombusta. Tale combustione è tipica dei motori ad accensione comandata, ma si può verificare accidentalmente anche nei Diesel;

- **combustione diffusiva:** avviene in miscele eterogenee di aria e combustibile finemente polverizzato. La velocità di combustione è notevolmente influenzata dalla durata della vaporizzazione essendo tale fase preponderante rispetto alle fasi di miscelazione e combustione. La combustione diffusiva è tipica dei motori Diesel e si ottiene quando, a combustione già iniziata, si inietta combustibile che vaporizza, bruciando nello stesso istante in cui avviene la miscelazione con l’aria. Nei motori ad accensione spontanea la combustione diffusiva si ottiene iniettando combustibile in aria riscaldata dalla compressione ad una temperatura di $770 \div 780$ °K. Tale iniezione, come detto, inizia prima del PMS e termina dopo. L’angolo descritto dalla manovella, compreso tra l’inizio dell’iniezione e il PMS, viene detto angolo di anticipo dell’iniezione e assume in genere valori compresi tra 22° e 28° .

A sua volta la durata della combustione può essere distinta in quattro fasi. Facendo riferimento ancora una volta alla figura 2.1:

1. **Fase 1:** Parte dal punto D, punto in cui comincia l’iniezione e corrisponde al periodo di incubazione durante il quale il combustibile si prepara a bruciare;
2. **Fase 2:** Il combustibile precedentemente iniettato evapora e forma una miscela con l’aria. Si origina una rapida combustione.
3. **Fase 3:** Combustione diffusiva
4. **Fase 4:** Fase di post-combustione concomitante alla fase di espansione, dove brucia il combustibile non ancora consumato.

La fase iniziale, sebbene indispensabile per una buona vaporizzazione e miscelazione (da cui peraltro dipendono le fasi successive), non deve essere eccessivamente lunga, poiché si introdurrebbe troppo combustibile e si rischierebbe di avere una combustione simultanea con conseguenti fenomeni di detonazione. Per ridurre la durata di tale fase, si può aumentare la temperatura dell’aria e migliorare la polverizzazione del combustibile. La seconda e la terza fase sono la parte principale della

combustione e sono fortemente influenzate dall'efficacia della miscelazione ottenuta. Per questo motivo i condotti di aspirazione sono modellati a "chiocciola", in modo tale che il fluido possa entrare nella camera di combustione con moto rotatorio simile ad un vortice (swirl). Altro accorgimento tipico dei motori ad iniezione diretta è lo schiacciamento della carica in uno spazio ristretto ricavato sul cielo del pistone (squish). La combinazione del moto di rotazione e dello schiacciamento, generano condizioni di turbolenza particolarmente favorevoli alla miscelazione. Per calcolare temperature e pressioni nei punti caratteristici della fase di combustione si riportano le seguenti formule:

$$p_2 = \varepsilon p_1$$

$$T'_3 = 0,976 \left(T_2 \frac{p_3 R_r}{p_2 R_a} \right) \quad a' = \frac{m_r}{m_a} = \frac{1}{\rho - 1} \frac{1}{\eta_v} \frac{p_r T_a}{p_a T_r}$$

dove:

- ε rapporto di combustione,
- R_r, R_a costanti di elasticità dei gas in corrispondenza rispettivamente dei punti 2 e 3,
- m_r, m_a rispettivamente massa residua di gas rimasta nel cilindro dal ciclo precedente e massa d'aria aspirata.

$$T_3 = T'_3 + \frac{1}{[c_{pm}]_{T'_3}^{T_3}} \left[\frac{\chi H_i}{(1+a)(1+a')} - [c_{pm}]_{T'_3}^{T_3} (T'_3 - T_3) - \Delta Q \right]$$

Con:

- χ fattore di perdita per incompleta combustione e refrigerazione delle pareti,
- H_i potere calorifico inferiore del combustibile iniettato,
- ΔQ calore occultato dalla dissociazione per ogni unità di massa di fluido attivo durante la combustione a pressione costante.

Tale formulazione si risolve per tentativi con l'ausilio delle seguenti espressioni:

$$[c_{pm}]_{T'_3}^{T_2} = 0,858 + 1,06 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{T'_3 + T_2}{2}$$

$$[c_{pm}]_{T'_3}^{T_3} = 1,156 + 1,06 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{T'_3 + T_3}{2}$$

Si può infine calcolare il rapporto di compressione a pressione costante:

$$\tau = 0,985 \cdot \frac{T_3 R_r}{T'_3 R_a}$$

2.2.4 Fase di Espansione

L'espansione è la fase in cui l'energia termica, sviluppata dal combustibile, si trasforma in lavoro meccanico. La combustione prosegue anche nella prima parte dell'espansione e la temperatura raggiunge il suo massimo dopo l'istante di massima pressione. Come per la compressione, anche l'espansione (sotto le stesse ipotesi semplificative) può essere descritta con un'equazione politropica il cui esponente n è costante. Va sottolineato che le perdite di calore, che nella fase di compressione riducono l'esponente n_c , nella fase di espansione aumentano n_e , dato che causano una più rapida diminuzione della pressione dei gas, rendendo più ripida la curva. Valori tipici di n_e sono compresi tra 1,23 e 1,28 per il ciclo Otto e tra 1,22 e 1,26 per quello Diesel. Considerando che l'espansione finisce al punto 4 si ottiene:

$$p_4 = p_3 \left(\frac{\tau}{\rho} \right)^{n_e} \quad T_4 = T_3 \left(\frac{\tau}{\rho} \right)^{n_e - 1}$$

dove:

$$\rho = \frac{V_p + V_0}{V_0}$$

con:

- ρ rapporto di compressione,
- V_p volume di cilindrata,
- V_0 volume all'interno del cilindro con pistone al PMS.

2.2.5 Fase di Scarico

In corrispondenza del punto E del diagramma indicatore avviene l'apertura della valvola di scarico. Questo fa sì che termini l'espansione (e quindi la fase utile del ciclo) ed inizi progressivamente la fase di scarico (tratto E-F-B). I gas residui escono attraverso la luce aperta dalla valvola ad una velocità prossima a quella del suono (550-600 m/s), generando quindi un notevole rumore. Nel primo tratto E-F i gas escono per effetto dell'alta pressione a cui si trovano, mentre nel restante tratto F-B è il pistone che agendo da pompa spinge fuori i gas residui ad una velocità notevolmente inferiore. Si è già detto dell'importanza della scelta dell'anticipo di apertura delle valvole di scarico per trovare il giusto compromesso tra la perdita di lavoro utile e diminuzione di quello di pompaggio. Anche la scelta del ritardo di chiusura delle valvole di scarico è di basilare importanza, in quanto determina la pressione dei gas residui nel cilindro influenzando il rendimento volumetrico. Entrambi i valori sono

calcolati sperimentalmente ed esulano dallo scopo di tale dissertazione. Per quanto riguarda lo smorzamento del rumore, in genere si utilizza un silenziatore il quale però, introduce nuove perdite di potenza andando ad aumentare la pressione dei gas residui nel cilindro rendendo più difficoltosa la loro espulsione. La conseguenza è una riduzione del rendimento volumetrico. Il ricambio di carica del cilindro può essere migliorato sfruttando i fenomeni oscillatori che nascono nel condotto di scarico, disegnando opportunamente quest'ultimo.

2.3 La sovralimentazione

2.3.1 Trattazione generale

Come già anticipato, le prestazioni del motore a ciclo Diesel sono limitate dalla quantità di combustibile che può essere bruciata efficacemente all'interno del cilindro. Questa quantità è a sua volta limitata dalla massa d'aria che si riesce a introdurre nel cilindro ad ogni ciclo. Dato che il volume a disposizione è fissato, per aumentare la massa d'aria si può agire sulla sua densità, aumentandola. La sovralimentazione consente di innalzare la quantità d'aria introdotta nel cilindro agendo proprio sulla sua densità. Il metodo più utilizzato per raggiungere tale obiettivo è la turbosovralimentazione. In questo caso, una turbina mossa dai gas di scarico in uscita dai cilindri, fornisce il moto ad un compressore che comprime l'aria prima che questa entri nel cilindro.

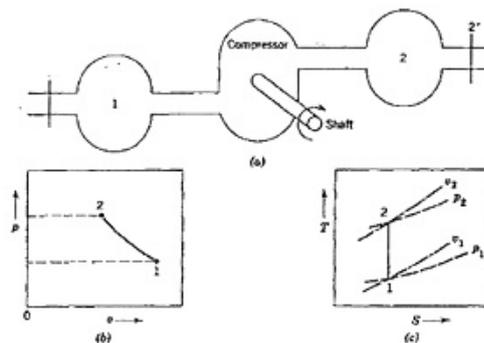


Figura 2.2: Compressione

- **Compressione dell'aria ideale:** Il processo di compressione ideale che si è soliti considerare è una trasformazione adiabatica reversibile dalla pressione iniziale p_1 a quella finale p_2 (figura 2.2).

Se la pressione e la temperatura sono misurate in ambienti di dimensioni tali per cui la velocità è zero, il lavoro di compressione ideale per unità di massa W_{ca} si può scrivere:

$$W_{ca} = (E_2 - E_1)_A + p_2 v_2 - p_1 v_1 = (H_2 - H_1)_A$$

con “ E ” energia interna, “ H ” entalpia, “ v ” volume specifico e il pedice “ A ” indica condizioni di adiabaticità.

Assumendo l’aria come gas perfetto la precedente equazione si riscrive come:

$$W_{ca} = c_{p1} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

per cui la potenza necessaria alla compressione sarà data dall’equazione:

$$P_{ca} = m c_{p1} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

con m portata massica d’aria.

- **Compressione dell’aria reale:** Nella realtà la compressione non è né reversibile né adiabatica, di conseguenza si è soliti definire un rendimento che esprima quanto la trasformazione si discosti da quella ideale.

Per un compressore reale la potenza spesa P_c si può scrivere:

$$P_{cr} = m(H_2 - H_1) - Q \approx m \cdot c_{p1}(T_2 - T_1)$$

da cui il rendimento η_c :

$$\eta_c = T_1 \frac{\left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]}{(T_2 - T_1)}$$

2.3.2 Turbosovralimentazione

Il compressore centrifugo può essere azionato meccanicamente (ad esempio con una presa di forza dall’albero motore) oppure per mezzo di una turbina che sfrutta l’energia posseduta dai gas di scarico. Nel motore oggetto di studio, il compressore è trascinato da una turbina che riceve energia dai gas di scarico prodotti dal motore stesso. L’insieme della turbina e del compressore centrifugo è chiamato turbocompressore o turbosoffiante. L’energia massima che la turbina può ricavare dai gas di

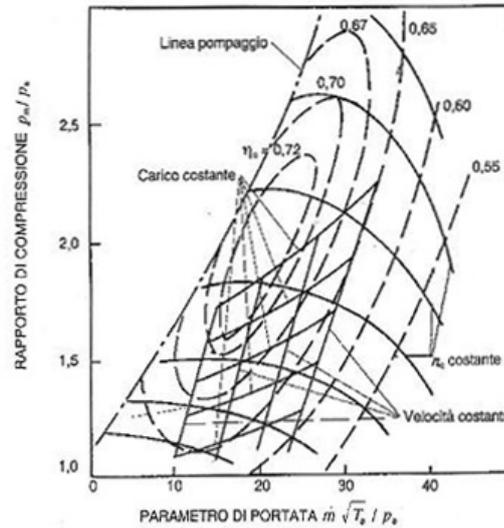


Figura 2.6: Curve caratteristiche compressore-motore

più elevatamente, si può ritenere che in un motore diesel di grossa potenza, la sovralimentazione abbia un effetto trascurabile sul rendimento globale.

- Sollecitazioni meccaniche:** E' l'aspetto che più di tutti interessa questo studio, poichè permette di capire quali effetti si hanno sui componenti strutturali che compongono il motore. La sovralimentazione immette aria nel cilindro ad una pressione più elevata, quindi, mantenendo inalterato il rapporto di compressione, istante di inizio iniezione e ritardo all'accensione, e ipotizzando la stessa politropica di compressione, si raggiungono pressioni di fine compressione più elevate. In realtà sia il rapporto di compressione che l'istante di iniezione vengono riottimizzati per contenere le sollecitazioni e non sacrificare i consumi. Dunque si può ritenere che l'aumento degli sforzi meccanici dovuti alla sovralimentazione sia modesto, per cui non saranno necessari interventi rilevanti per adeguare gli organi principali del motore alla nuova situazione di carico.
- Sollecitazioni Termiche:** La sovralimentazione ha degli effetti notevoli sulle sollecitazioni termiche. Infatti, a parità di rapporto aria-combustibile, maggiore è la quantità d'aria nel cilindro e maggiore sarà quella di combustibile. Questo significa che nella combustione verrà sviluppata una quantità di calore proporzionale alla massa d'aria introdotta e quindi al grado di sovralimentazione. La superficie attraverso cui avviene lo scambio termico fra il fluido di lavoro e il fluido refrigerante rimane però inalterata. Ciò comporta un aumento del carico termico all'interno della camera di combustione e quindi un aumento

dello stress termico del materiale. Per evitare quindi sollecitazioni eccessive è opportuno progettare sistemi di raffreddamento degli organi più sollecitati, cercando di raffreddare l'aria dopo la compressione, per contenere la temperatura media del ciclo.

I principali vantaggi e svantaggi della sovralimentazione sono dunque:

- **Vantaggi:**

- diminuzione del rapporto peso-potenza, di importanza rilevante per propulsori impiegati su velivoli;
- miglioramento del rendimento, specie nei diesel dotati di turbosovralimentazione perché si recupera parte dell'energia posseduta dai gas di scarico;
- miglioramento del processo di combustione nel diesel per riduzione del ritardo di accensione;
- miglioramento del processo di combustione nel diesel per riduzione del ritardo di accensione;
- motore meno rumoroso per combustione più graduale;
- riduzione delle emissioni allo scarico;

- **Svantaggi:**

- aumento dei carichi meccanici e termici sul motore.

2.3.3 Il ciclo termodinamico

In tutte le macchine termiche il fluido operatore è sottoposto a trasformazioni chimiche e fisiche che ne costituiscono il ciclo operativo. Nel caso però dei motori non vi è alcun modo di fare un'analisi termodinamica in quanto la catena di trasformazioni subita dal fluido è aperta. Il comportamento del fluido perciò è ben lontano da quello ideale. Per affrontare questa analisi è dunque necessario fare le seguenti ipotesi semplificative:

- il ciclo viene ritenuto chiuso;
- il fluido ha comportamento ideale;

- la macchina ha comportamento ideale.

Il ciclo ideale che si ottiene è rappresentabile sia su “*diagrammi p-V*”, come già visto, che sui “*diagrammi T-s*” (figura 2.7)

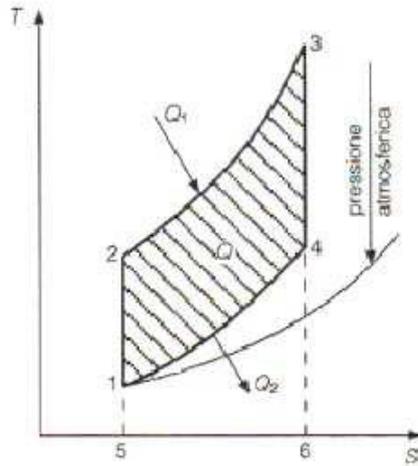


Figura 2.7: Diagramma T-s

Sotto le precedenti ipotesi semplificative, il ciclo Diesel è costituito così da 4 trasformazioni:

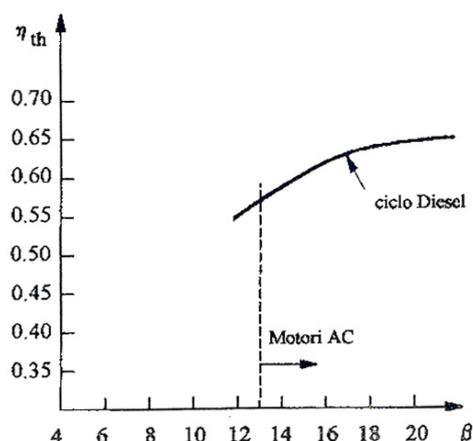
- compressione adiabatica 1-2;
- introduzione di calore a pressione costante 2-3;
- espansione adiabatica 3-4;
- espulsione di calore a volume costante 4-1;

Il rendimento termodinamico nel caso del ciclo Diesel vale :

$$\eta_{th,D} = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \left[\tau^k - \frac{1}{K} (\tau - 1) \right]$$

Con:

- $\rho = V_c/V_0$ rapporto di compressione
- τ rapporto di combustione a pressione costante
- K rapporto tra i calori specifici del fluido operatore

Figura 2.8: Diagramma η - β

In figura 2.8 è riportato l'andamento del rendimento termodinamico in funzione del rapporto di compressione.

Considerando un cilindro qualsiasi e ipotizzando di immettere in esso una quantità di calore Q_i , allora il lavoro utile idealmente ottenibile sull'albero L_{th} , è quantificabile in:

$$L_{th} = Q_i \cdot \eta_{th}$$

Tale quantità per il secondo principio della termodinamica è pari all'area tratteggiata in figura 2.8. Affinchè avvenga l'autocombustione del gasolio, il motore deve lavorare con un rapporto di compressione più alto che nei benzina. Tenendo conto che nei motori benzina il rapporto di compressione non può essere superiore a 12 per non incorrere in problemi di detonazione, si può concludere che i diesel hanno un η_{th} superiore. Un'altra interessante considerazione è data dal fatto che nei diesel il tipo di regolazione è per "quantità", poichè si introduce la stessa quantità di aria ad ogni ciclo variando solo la quantità di gasolio iniettata. E' per questo motivo che ai carichi parziali i rendimenti del diesel sono soddisfacenti. Al contrario, nei motori benzina la regolazione avviene per "qualità", ovvero il rapporto fra aria e benzina rimane sempre costante per non avere detonazione. Ai carichi parziali dunque un motore benzina deve aspirare meno aria e ciò lo si ottiene "strozzando" il flusso di carica fresca con una valvola a farfalla a monte del circuito d'aspirazione. L'introduzione dello strozzamento però fa crollare il η_{vol} e quindi anche il rendimento totale.

Riassumendo si può concludere che il motore diesel oltre ad avere un vantaggio in termini di η_{th} ha anche migliori rendimenti ai carichi parziali ovvero minori consumi ed è per questo che in campo automobilistico ha un grande successo.

2.3.4 La pressione media effettiva

Per un motore si può affermare che più grande è il lavoro effettivo, più apprezzabili sono le sue prestazioni e maggiori sono i carichi termici che si sviluppano. Per ottenere un parametro che permetta un confronto tra motori diversi, è bene riportare il lavoro effettivo del motore L_0 alla sua cilindrata V_c . Tale rapporto ha le dimensioni di una pressione (solitamente indicata in MPa o bar), che prende il nome di P_{me} , pressione media effettiva:

$$P_{me} = \frac{L_0}{V_c}$$

A titolo di esempio, una pressione media effettiva di 7-8 bar, denota un motore poco sollecitato e per il quale si prevede una vita lunga. Un motore come il “DB 605” ha una P_{me} di 13,2 bar, che indica caratteristiche estremamente performanti ma alte sollecitazioni che ne limitano la vita media. Si può anche definire la pressione media effettiva come quella pressione che, agendo con valore costante sul pistone per tutta la corsa, sviluppa lo stesso lavoro.

2.3.5 Le curve caratteristiche

In questo paragrafo analizzeremo l’andamento delle grandezze che caratterizzano le prestazioni del motore in relazione alle condizioni di funzionamento. Le curve che caratterizzano il comportamento di un motore sono quelle che esprimono la coppia motrice M_e e la potenza effettiva P_e in funzione del regime di rotazione, come schematicamente mostrato in figura 2.9. Occorre tenere presente che le condizioni di funzionamento non sono definibili con un solo parametro operativo. Ad un dato regime di rotazione, infatti, un motore può sviluppare una potenza variabile agendo sull’organo di regolazione (nel motore Diesel si agisce per esempio sulla pompa di iniezione, adattando alla potenza richiesta, la massa di combustibile iniettata). Si può quindi dire che in condizioni di funzionamento stazionario, i parametri che definiscono il modo di operare del motore sono il regime di rotazione e il carico. Solitamente le curve caratteristiche vengono determinate in condizioni di massimo carico in quanto forniscono le prestazioni limite del motore, e si rilevano dal regime di rotazione minimo (regime per cui il motore è in grado di autosostenersi) a quello di poco superiore al regime di potenza massima. La figura 2.9 mostra le curve caratteristiche di un motore diesel sovralimentato, i cui andamenti sono così spiegabili:

- **La curva di coppia** presenta un massimo ad un regime di rotazione relativamente basso per poi risultare appiattita per un certo tratto, diminuendo sia verso i bassi regimi, sia verso gli alti; ciò è giustificabile in considerazione del

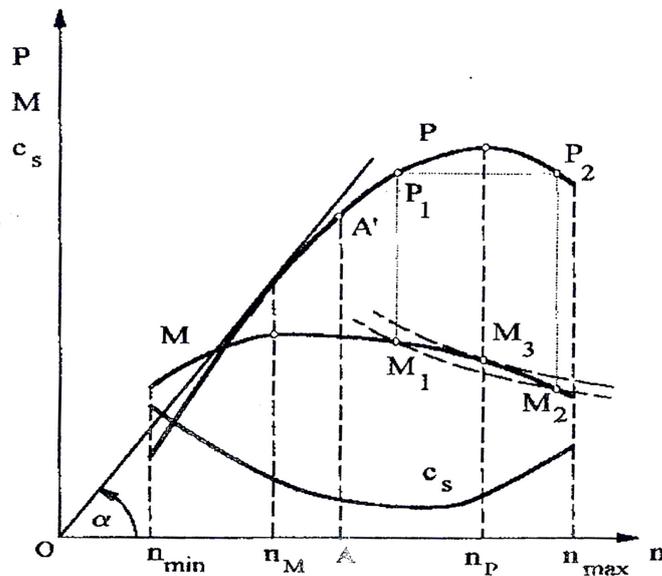


Figura 2.9: Curve caratteristiche

fatto che i parametri che maggiormente la influenzano sono il rendimento totale e il coefficiente di riempimento .

- **La curva di potenza** si ricava dalla curva di coppia, moltiplicando le ordinate per le rispettive ascisse; l'andamento quindi cresce rapidamente nel primo tratto in quanto aumentano sia il regime che la coppia; raggiunto il punto di massima coppia la crescita è sempre più lenta sino a quando il calo di coppia non è più compensato dal regime di rotazione e quindi si raggiunge il massimo per la curva di potenza. Nel motore Diesel il regime di potenza massima è nettamente inferiore a quello di un motore ad accensione comandata, a causa della lentezza con cui si svolge il processo di combustione e delle maggiori masse degli organi in moto alterno. Il regime di rotazione massimo coincide con quello di massima potenza, per non sollecitare eccessivamente il motore e garantire una maggior durata. L' intervallo tra il numero di giri minimo e quello massimo ammissibile risulta poco ampio, ossia è ridotto il campo di regimi di pratico impiego di questo tipo di motore.
- **Il consumo specifico** presenta solitamente un minimo in corrispondenza di un carico elevato (80-90%) ad un regime di poco superiore a quello di massima coppia; a partire da questo punto sia un aumento del regime che una diminuzione, fa crescere i consumi. Agli alti regimi aumentano le perdite energetiche, mentre ai bassi regimi cresce la percentuale di calore dissipata.

Capitolo 3

Il motore a due tempi

3.1 Generalità

Nelle pagine che seguono, saranno riassunte le principali caratteristiche del motore a due tempi con ciclo Diesel. In figura 3.1 è rappresentato un tipico esempio di motore due tempi ad accensione comandata:

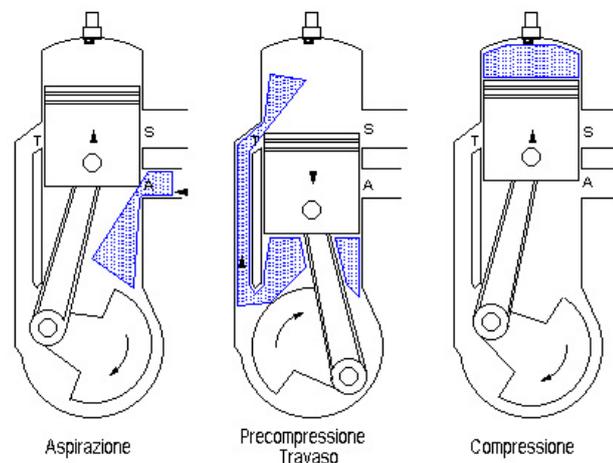


Figura 3.1: Funzionamento motore a due tempi

Il ciclo completo (Otto o Diesel) si compie in due sole corse del pistone anziché in quattro (un giro dell'albero motore). Le fasi sono comunque quattro: due si compiono durante la corsa di lavoro del pistone verso il punto morto inferiore e sono l'espansione e lo scarico; le altre due si compiono durante il viaggio del pistone verso il punto morto superiore e sono il lavaggio e la compressione (figura 3.2). Il motore due tempi può garantire un n.ro di giri motore superiore a quello ottenibile con un quattro tempi di pari "taglia" e a parità di cilindrata, riesce a sviluppare una potenza

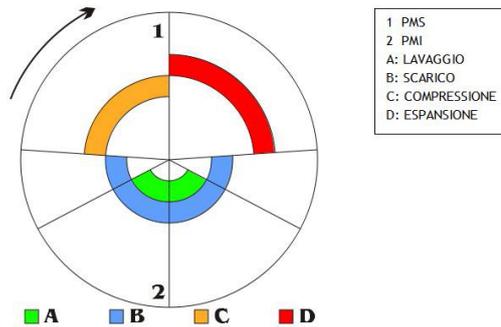


Figura 3.2: Diagramma della distribuzione di un motore a due tempi

maggiore.

La potenza P_0 infatti può essere espressa con la seguente relazione:

$$P_0 = \frac{P_{me} \cdot V_c \cdot 2n}{\tau}$$

con

- P_{me} pressione media effettiva,
- V_c cilindrata,
- n n.ro di giri motore,
- τ n.ro tempi motore.

A parità di P_{me} , V_c , n , l'espressione di P_0 raddoppia nel caso di motore due tempi poichè $\tau_{2tempi} = \tau_{4tempi}/2$. Si potrebbe perciò pensare che un motore due tempi a parità di cilindrata eroghi una potenza doppia rispetto a quella di un quattro tempi, in realtà questo non accade mai poichè valgono le seguenti osservazioni:

- Il motore opera con una cilindrata utile V_u che è minore di quella geometrica V_c . L'espansione viene interrotta prima che il pistone raggiunga il PMI poichè si apre la luce di travaso. Questo fa sì che il lavoro utile per ciclo, si riduca rispetto ad un quattro tempi. A questo lavoro occorre poi sottrarre quello speso per la compressione della miscela, per cui le pressioni P_{me} ottenibili sono più basse che nel quattro tempi.
- Durante la fase di travaso sono aperte sia le luci di scarico (S) che quella di aspirazione (A). La miscela proveniente dal carter spinge i prodotti di combustione verso la luce (S) ma si mescola in parte con essi. Si ha perciò una

perdita di miscela in ogni ciclo che si ripercuote negativamente sul rendimento totale (il motore 2 tempi con carburazione ha dei consumi specifici elevati se confrontati con quelli di un 4 tempi).

Nel motore a due tempi non si considera più il rendimento volumetrico ma il rendimento del lavaggio, che è massimo quando si ottiene la massima carica di gas freschi, la massima eliminazione di gas combusti e la minima perdita di carica fresca allo scarico.

3.1.1 Diagramma indicatore

Nel ciclo Diesel ideale il calore è introdotto a pressione costante, ma le condizioni reali di funzionamento si discostano da questa situazione, tanto che gli unici propulsori, per cui la combustione può essere considerata a volume costante, sono motori eccezionalmente grandi e lenti. Il diagramma reale, invece, concepisce la combustione come una trasformazione a volume costante seguita da un'altra a pressione costante, quindi può essere ricavato come caso particolare del ciclo Sabathè. Nel grafico seguente è rappresentato l'andamento generico del ciclo di un motore due tempi (figura 3.3).

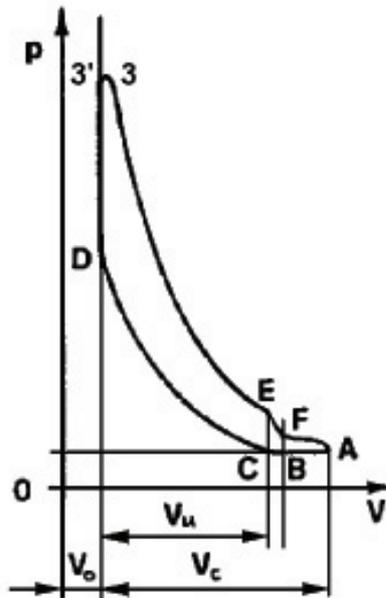


Figura 3.3: Diagramma p-V in un motore a due tempi

3.2 Le fasi del motore

3.2.1 Aspirazione

I gas presenti nel cilindro durante la fase di lavaggio si trovano ad una pressione intermedia tra quella di aspirazione e quella di scarico, analogamente a quelli intrappolati in corrispondenza dell'angolo di fase $\theta = \text{RCS}$, punto C del diagramma, per merito dell'onda riflessa allo scarico che evita la fuoriuscita dell'aria nel periodo in cui sono chiuse le luci di lavaggio e sono aperte quelle di scarico (tratto BC). La pressione dei gas racchiusi nel cilindro si assume intermedia tra quella di lavaggio e di scarico. Si trascura la presenza di gas combusti residui in camera di combustione.

3.2.2 Compressione

La temperatura della carica intrappolata nel cilindro aumenta per effetto della compressione, quindi il fluido raggiunge una temperatura maggiore rispetto alle pareti del volume di contenimento e di conseguenza, si ha uno scambio termico di sottrazione di calore alla miscela. Per semplicità, si è considerato che l'iniezione avvenga in corrispondenza del PMS, trascurando l'anticipo di iniezione, come meglio spiegato nel paragrafo successivo relativo alla combustione. La compressione, indicata in figura 3.3 dal tratto CD, è rappresentata tramite una trasformazione politropica con esponente medio ricavato da dati sperimentali.

I valori di pressione e temperatura nel punto D sono dati dalle seguenti espressioni:

$$p_D = p_C \left(\frac{V_C}{V_D} \right)^{n_c} \quad T_D = T_C \left(\frac{V_C}{V_D} \right)^{n_c - 1}$$

dove:

$$\rho' = \frac{V_C}{V_D}$$

è il rapporto di compressione utile.

n_c dipende dal rapporto tra la superficie di scambio ed il volume del cilindro, dal tipo di raffreddamento e dal regime di rotazione: aumentando quest'ultimo, si riduce il tempo di scambio termico e il motore tende a diventare adiabatico, per cui n_c diminuisce.

3.2.3 Combustione

La fase di combustione coincide con un repentino aumento della temperatura e della pressione in camera di combustione. Nei motori Diesel, di solito avviene una combustione di tipo diffusivo. Tale modalità, è caratteristica di miscele eterogenee di

combustibile e comburente che vengono a contatto sotto circostanze favorevoli. In questo caso il combustibile viene finemente polverizzato in aria fortemente riscaldata; il vapore che si forma sulla superficie delle goccioline, si diffonde nell'aria che la circonda, formando una miscela combustibile che brucia velocemente. L'iniezione del combustibile inizia prima del PMS e termina dopo lo stesso: l'angolo descritto dall'albero a gomiti tra l'istante in cui ha inizio l'iniezione ed il PMS, è chiamato angolo di anticipo dell'iniezione. Nella presente trattazione considereremo che l'iniezione avvenga in corrispondenza del PMS, ovvero al punto D, trascurando l'anticipo di iniezione. Il processo di combustione può essere suddiviso in quattro fasi:

- una fase iniziale che parte nel punto D, da cui comincia l'iniezione e corrisponde al periodo di incubazione durante il quale il combustibile si prepara a bruciare;
- una seconda fase in cui il combustibile iniettato durante la fase precedente, ha avuto tempo di evaporare e formare una miscela con l'aria: si origina quindi, una rapida combustione;
- una fase di combustione diffusiva;
- una fase finale di post-combustione, concomitante alla fase di espansione, dove brucia il combustibile non ancora consumato;

Se la prima fase viene prolungata, si può raggiungere, nella seconda fase, una pressione elevata. Ciò produce dei benefici in termini di rendimento termico ma può portare ad eccessivi carichi sui vari organi e provocare eccessiva rumorosità. La pressione e la temperatura al termine della fase di combustione avvenuta a volume costante, indicata dal punto 3' si possono calcolare con le seguenti espressioni:

$$p'_3 = \varepsilon \cdot p_d = p_3$$

con ε rapporto di combustione a volume costante i cui valori sono compresi tra 1,4 e 1,65. I valori più bassi sono tipici dei motori a precamera, i più alti per quelli a iniezione diretta. Si pone $T_D = T_2$ in modo da utilizzare la stessa denominazione per la temperatura di fine compressione in tutta la trattazione. L'espressione di T'_3 è la seguente:

$$T'_3 = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right) \left(\frac{R'_r}{R_a} \right) = T_2 \cdot \varepsilon \left(\frac{R'_r}{R_a} \right)$$

dove R'_r è il valore della costante elastica dei gas in corrispondenza del punto 3'. Il suo valore è intermedio tra R_a di inizio combustione ed R_r di fine combustione ed è

funzione del rapporto tra il calore speso per il passaggio da T_2 a T_3 e tutto il calore fornito. Comunemente si ha:

$$\frac{R'_r}{R_a} = 0,976 \cdot \frac{R_r}{R_a}$$

dove per propulsori Diesel i valori del rapporto R_r/R_a oscillano tra 1,03 e 1,05. Il valore inferiore vale per combustioni che avvengono con forte eccesso d'aria.

L'espressione definitiva di T'_3 risulta quindi essere:

$$T'_3 = 0,976 \left(T_2 \frac{p_3}{p_2} \frac{R_r}{R_a} \right)$$

Si vuole ora determinare la temperatura massima raggiunta nel ciclo, cioè T_3 . per far ciò si utilizza l'espressione di validità generale:

$$T_3 = T'_3 + \frac{1}{[c_{pm}]_{T'_3}^{T_3}} \left[\frac{\chi H_i}{(1+a)(1+a')} - [c_{pm}]_{T'_3}^{T_3} (T'_3 - T_3) - \Delta Q \right]$$

dove:

- χ = Fattore di perdita per incompleta combustione e refrigerazione delle pareti. I valori inferiori sono tipici dei propulsori a precamera, caratterizzati da maggiori perdite di calore. Per tenere conto dell'aumento del rapporto aria-combustibile dovuto alla sovralimentazione, si fissa il suo valore a 0,9.
- H_i = Potere calorifico inferiore del combustibile iniettato stimabile in circa 42000 kJ/kg.
- ΔQ = Calore occultato dalla dissociazione per ogni unità di massa di fluido attivo durante la combustione a pressione costante. ΔQ risulta esprimibile con la seguente espressione:

$$\Delta Q = 5,5 \cdot 10^{-4} \cdot (T_3 - 1850)^2 \quad [KJ/Kg]$$

- c_{pm} = calore specifico medio a pressione costante tra T'_3 e T_3 . L'espressione utilizzabile per calcolarne il valore risulta essere:

$$[c_{pm}]_{T'_3}^{T_3} = 1,156 + 1,06 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{T'_3 + T_2}{2} \quad [KJ/Kg \cdot K]$$

- a = Rapporto di miscela effettivo. Valori tipici, a pieno carico, oscillano tra 18 e 22 a seconda del grado di sovralimentazione. Il motore diesel, al contrario del motore ciclo otto, non lavora con una miscela già preparata prossima al rapporto stechiometrico, per cui occorrono notevoli eccessi d'aria.

- c_{vm} = calore specifico medio a volume costante tra T_3' e T_3 . Per una combustione che avvenga con notevole eccesso d'aria è prassi comune utilizzare la seguente espressione:

$$[c_{vm}]_{T_3'}^{T_3} = 0,858 + 1,06 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{T_3' + T_3}{2} \quad [KJ/Kg \cdot K]$$

- a' = tenore di gas residui dato da m_r/m_a :

$$a' = \frac{m_r}{m_a} = \frac{1}{\rho - 1} \frac{1}{\eta_v} \frac{p_r}{p_a} \frac{T_a}{T_r}$$

con m_r ed m_a rispettivamente massa di gas residui rimasti nel cilindro dal ciclo precedente e di miscela aspirata.

Il valore di a' è difficilmente determinabile, per cui viene generalmente adottata la semplificazione di trascurare la presenza dei gas residui. La conseguenza di questa semplificazione è trascurare la presenza di a' nella formulazione di T_3 , che si può riscrivere nel seguente modo:

$$T_3 = T_3' + \frac{1}{[c_{pm}]_{T_3'}^{T_3}} \left[\frac{\chi H_i}{(1+a)} - [c_{pm}]_{T_3'}^{T_3} (T_3' - T_3) - \Delta Q \right]$$

E' ora necessario adottare un procedimento di tipo iterativo per determinare c_{pm} e ΔQ , per poi sostituire tali valori nella espressione di T_3 . Se si assegna a T_3 il valore di tentativo di 2350 K, si può calcolare:

$$\Delta Q = 5,5 \cdot 10^{-4} \cdot (2350 - 1850)^2 = 137,5 \quad [KJ/Kg]$$

$$[c_{pm}]_{T_3'}^{T_2} = 1,156 + 1,06 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1541 + 2350}{2} = 1,36 \quad [kJ/kg \cdot K]$$

ottenendo il seguente risultato:

$$T_3 = 2210 \quad K$$

Temperatura di primo tentativo.

L'iterazione deve proseguire fino a quando non si ha coincidenza tra il valore di tentativo ed il valore ottenuto. Al termine del procedimento si ottiene un valore prossimo a 2240 K.

$$T_3 = 2240 \quad K$$

Temperatura massima nel ciclo.

Il valore di temperatura massima ottenuto, cade nel campo dei valori tipici di un propulsore diesel sovralimentato, destinato alla trazione stradale.

Si può infine calcolare il rapporto di combustione a pressione costante per individuare il punto 3:

$$\tau = 0,985 \left(\frac{T_3 R_r}{T_3' R_a} \right) = 1,49$$

essendo poi

$$\tau = \frac{V_3}{V_0}$$

Allora si può calcolare:

$$V_3 = \tau \cdot V_0$$

3.2.4 Espansione

La fase di espansione termina nel punto E del diagramma, corrispondente all'angolo di fase $\theta = \text{AAS}$ in cui iniziano a scoprirsi le luci di scarico. La fase di espansione può essere approssimata con una politropica il cui esponente n_e , a parità di altre condizioni, si riduce all'aumentare della cilindrata unitaria e all'aumentare del rapporto corsa/alesaggio. In generale, nei motori diesel all'aumentare della quantità di combustibile iniettato, e del numero di giri, il valore di n_e diminuisce. Valori tipici di n_e variano tra 1,22 e 1,26. Nei motori sovralimentati invece tali valori vengono ridotti del 4-5% in virtù dell'aumento della densità di carica.

La pressione e temperatura nel punto E di fine espansione son calcolabili con le seguenti espressioni:

$$p_E = p_3 \left(\frac{\tau}{\rho'} \right)^{n_e} \quad T_E = T_3 \left(\frac{\tau}{\rho'} \right)^{n_e - 1}$$

3.3 Due tempi ad accensione per compressione

Il progetto di un due tempi ad accensione per compressione con l'architettura vista nei paragrafi precedenti non è realizzabile, in quanto i forti carichi sul manovellismo tipici di un Diesel, non sono compatibili con la lubrificazione a nebbia che si attua nei motori due tempi ad accensione comandata. I motori due tempi diesel, hanno quindi un carter tradizionale adibito alla raccolta dell'olio e una pompa per la lubrificazione. La funzione di lavaggio della camera di combustione e di sostituzione dei gas combusti con la carica fresca è affidata ad un apposito compressore mosso dallo stesso motore (figura 3.4).

La presenza di quest'ultimo porta ad immediati vantaggi:

Il fluido di lavaggio è ora aria (e non miscela), per cui, anche se una parte di questa va direttamente allo scarico, non ne consegue una perdita energetica sensibile. La carica fresca che viene persa nella fase di lavaggio, è compensata travasando nel

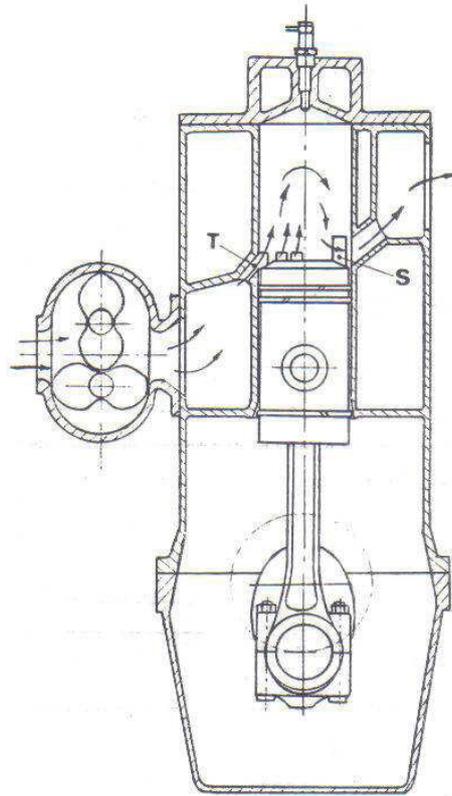


Figura 3.4: Motore due tempi ad accensione per compressione

motore più aria di quella necessaria a riempire il volume di cilindrata V_c . In questo modo si riesce a lavare via con sicurezza anche i prodotti combusti che ristagnano nella cilindro. In altre parole si riesce ad introdurre nel motore più comburente di quanto non se ne aspirerebbe in un quattro tempi di pari dimensioni. Le P_{me} sono elevate e paragonabili a quelle ottenibili da un quattro tempi, per cui con questo tipo di motori si riescono ad ottenere grandi potenze specifiche. Il compressore, dal quale proviene l'aria di travaso è comunemente un compressore volumetrico rotativo (tipo *Roots*). Nel caso di compressore alternativo, questo dovrà avere un pistone di diametro superiore a quello del motore, a parità di corsa. Per un azione più efficace di pulizia della cilindrata dai gas combusti, le luci di scarico vengono poste sul cielo del pistone, così da ottenere una corrente unidirezionale di lavaggio (figura 3.5). Questa soluzione prevede l'adozione di una valvola che resti chiusa nelle fasi di compressione ed espansione e si apra, non appena il pistone scendendo, scopre le luci di travaso. La valvola si richiude quando il pistone dal PMI si dirige verso il PMS e occlude le luci di travaso.

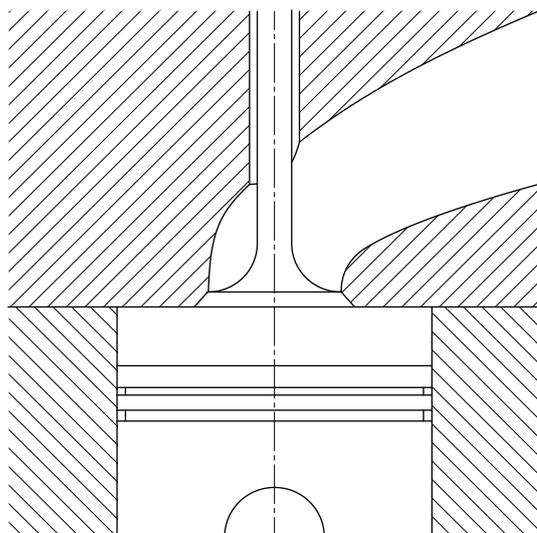


Figura 3.5: Valvola posta in testa al pistone

3.4 Confronto fra motori due tempi

Dalla trattazione precedente emergono alcune importanti differenze tra un motore due tempi ad accensione comandata e un motore due tempi ad accensione per compressione. Il primo comprime l'aria nel carter, il secondo invece richiede un apposito compressore trascinato dallo stesso motore. Il due tempi ad accensione per compressione, trova impiego solo in applicazioni di bassa potenza e si fa preferire in questi contesti, per la semplicità costruttiva, l'affidabilità ed il basso costo. Non ha infatti valvole di scarico e nemmeno il compressore, riducendo perciò la possibilità di guasti. Ha però un grosso limite che è quello di non avere un buon rendimento. Il motore due tempi ad accensione per compressione, al contrario, ha grosse prestazioni sia in termini di rendimento che in termini di potenza, ma anche un costo superiore, per via della maggiore complessità e la presenza del compressore.

La scelta di un motore diesel due tempi, costituisce un'ottima scelta in tutti quei casi in cui si voglia ottenere un elevato regime di rotazione per il motore.

Capitolo 4

L'iniezione Common-Rail

4.1 Introduzione

I motori ad accensione per compressione bruciano un combustibile poco volatile. Questo impone l'iniezione di uno spray di combustibile direttamente in camera di combustione e senza avere premiscelamento con l'aria, come avviene invece nei motori ad accensione comandata. Il combustibile, iniettato ad alta velocità in camera di combustione, si presenta inizialmente come una colonna liquida compatta, successivamente, si polverizza in una moltitudine di gocce di piccole dimensioni che si allontanano reciprocamente, facendo assumere al getto la forma di un cono.

4.1.1 Regolazione della potenza

La miscela combustibile-comburente è il risultato di un complesso processo di interazione aria-spray, regolato dalle caratteristiche dello spray, dai moti secondari, dall'intensità di turbolenza dell'aria e dalla rapidità con la quale il combustibile liquido evapora. Il processo di combustione risultante, è prevalentemente diffusivo e non dipende dal rapporto aria-combustibile globale ma da quello locale. I motori Diesel lavorano perciò con eccesso d'aria e la regolazione della potenza, è realizzata variando la portata di combustibile. La pressione media effettiva, dipende direttamente dalla massa di combustibile per ciclo ed è limitata superiormente da:

- limiti sulle emissioni inquinanti ai bassi regimi;
- massimi carichi meccanici ai regimi intermedi (prossimi al regime di massima coppia);
- massimi carichi termici agli alti regimi (prossimi al regime di massima potenza).

Considerando che la regolarità del processo di combustione è determinata dalle caratteristiche dello spray di combustibile, il compito del sistema di iniezione in un motore ad accensione per compressione è particolarmente complesso. Il sistema di alimentazione del combustibile deve quindi garantire:

- alta pressione di iniezione;
- quantità di combustibile adeguata al carico;
- fasatura (corretti istanti di inizio e fine iniezione);
- uniformità di alimentazione fra i vari cilindri;
- caratteristiche dello spray tali da ottenere un processo di combustione regolare e basse emissioni inquinanti in tutto il campo di funzionamento del motore.

4.1.2 Classificazione dei sistemi di iniezione

Sono stati sviluppati diversi sistemi di iniezione per motori Diesel, generalmente classificati in:

- **sistema di iniezione con una pompa per cilindro.** Questo sistema fornisce all'istante e per il tempo necessario, la portata di combustibile richiesta all'iniettore corrispondente; in questo caso la pompa è responsabile della pressione di iniezione, della quantità di combustibile iniettata e della fasatura, mentre gli iniettori ad apertura automatica, sono responsabili delle caratteristiche dello spray.
- **sistema di iniezione con pompa singola e distributore.** In questo caso un'unica pompa, fornisce il combustibile con pressione e portata adeguate a tutti gli iniettori ad apertura automatica. Un distributore apre il collegamento fra la mandata della pompa e l'iniettore, occupandosi in parte della fasatura;
- **sistema di iniezione con accumulatore di pressione.** Un'unica pompa di alimentazione fornisce continuamente combustibile in pressione ad un accumulatore, da cui si diramano i collegamenti con gli iniettori ad apertura comandata; l'accumulatore ha la funzione di smorzare le oscillazioni di pressione, gli iniettori invece sono responsabili della quantità di combustibile iniettata, della fasatura e delle caratteristiche dello spray. La pompa fornisce soltanto la pressione di iniezione adeguata; possono rientrare in questa classe anche i

sistemi con accumulo a bassa pressione e sistemi iniettori-pompa. In questi ultimi, gran parte della pressione di iniezione è ottenuta attraverso un pompante posto in corrispondenza dell'iniettore o attraverso lo spillo dell'iniettore stesso;

- **sistema di iniezione con accumulatore e distributore.** L'unica differenza con il precedente, è la presenza di un distributore a valle dell'accumulatore, il quale apre i collegamenti con i vari iniettori ad apertura automatica, all'istante e per il tempo desiderati.

Ad oggi, le uniche due soluzioni utilizzate per l'iniezione del gasolio in camera di combustione dei motori a ciclo Diesel, sono il sistema COMMON-RAIL ed il sistema con INIETTORE-POMPA. Altri sistemi sono stati utilizzati in passato a questo scopo, ma sono ormai caduti in disuso, perché incapaci di assicurare gli elevati livelli di potenza richiesti dai motori moderni. Tra questi, menzioniamo “*l' iniezione a precamera*” e “*l'iniezione diretta con pompa rotativa*”. La discussione su quale sia il miglior sistema di iniezione tra i due superstiti, è sempre d'attualità e trova sostenitori dell'uno o dell'altro, soprattutto sulla base del proprio credo automobilistico. In realtà, entrambi i sistemi sono caratterizzati da vantaggi e svantaggi che li rendono vincenti l'uno rispetto all'altro, solo in considerazione di particolari modalità d'utilizzo. Lo sviluppo del sistema *common-rail*, è stato appoggiato e sostenuto da tutte le più grandi case automobilistiche, tra le quali FIAT, che con l'innovativo motore *multijet* ha dato lustro a questo tipo di iniezione. A sostegno del sistema con *iniettore-pompa*, si è da sempre schierata la Volkswagen che a tutt'oggi, motorizza con questa soluzione alcuni dei suoi modelli di maggior successo.

4.1.3 Caratteristiche richieste al sistema d'iniezione

La premessa per una combustione completa ed efficiente è una buona carburazione. A tal scopo, il carburante deve essere iniettato nella quantità corretta, al momento giusto e con una pressione elevata. Sono sufficienti piccoli scostamenti dalle condizioni ideali, per far aumentare le emissioni di sostanze nocive (tra le quali il *particolato*), provocare una combustione rumorosa o incrementare il consumo di carburante. Per migliorare la combustione di un motore diesel è buona norma contenere il ritardo d' accensione. Quest'ultimo è il tempo che intercorre fra l' inizio dell' iniezione e l' inizio della pressurizzazione nella camera di combustione. Se durante questo tempo viene alimentato molto carburante, la pressione sale velocemente e di conseguenza si ha una combustione rumorosa. Proprio allo scopo di ottenere una combustione dolce, graduale e continua è nata l' esigenza di effettuare la cosiddetta *pre-iniezione*.

Essa consiste nell'iniezione di una piccola quantità di combustibile (meno di un milligrammo in alcune decine di microsecondi) che bruciando, realizza un aumento di pressione e temperatura nella camera di combustione. In questo modo si creano le condizioni ottimali per avere una rapida ma graduale accensione della quantità principale di combustibile, riducendo al minimo il ritardo d'accensione. Una "pausa" fra preiniezione ed iniezione principale (iniezione master), fa sì che la pressione nella camera di combustione non si formi improvvisamente, ma salga progressivamente. Grazie a ciò si può ottenere una combustione poco rumorosa e si contengono le emissioni nocive degli ossidi di azoto NO_x .

Per quel che concerne l'iniezione principale, o master, la ricerca di una buona carburazione è dettata dalla necessità di ottenere una combustione il più possibile completa in modo da sfruttare in maniera ottimale la potenza e minimizzare la produzione di particolato. Tale risultato si ottiene polverizzando finemente il combustibile attraverso un forte gradiente di pressione in modo da permetterne l'ottima miscelazione con l'aria. Un altro istante delicato per limitare le emissioni nocive, è quello di fine iniezione. In questa fase è importante che lo spillo polverizzatore riesca a chiudere molto velocemente gli ugelli dell'iniettore in modo da impedire l'iniezione di carburante ormai a bassa pressione e quindi non finemente polverizzato. Queste gocce di grande diametro provocherebbero una combustione incompleta e altamente inquinante.

4.2 Il sistema Common-Rail

Il più grande avanzamento tecnologico per i motori Diesel per autotrazione è stato il sistema di iniezione elettronica con Common Rail (CR) (figura 4.1), lanciato come progetto verso metà degli anni 80 dal gruppo FIAT, al fine di realizzare un sistema di iniezione diretta tecnologicamente evoluto; nel 1990 inizia l'attività di preindustrializzazione, che viene completata nel 1993. Nel 1994 il progetto venne ceduto al gruppo Bosch e nel 1997 il sistema fu introdotto sul mercato. Successivamente alla commercializzazione del sistema Common-Rail Bosch (con la designazione *Unijet* per la prima generazione, attualmente denominato *MultiJet*), altri sistemi simili sono stati sviluppati o sono in corso di sviluppo da parte di Aziende concorrenti (Delphi, Siemens, Denso, la stessa Magneti Marelli). Tuttavia, nel seguito, si farà riferimento al sistema Bosch ritenendolo emblematico dello stato dell'arte.

A differenza dei sistemi classici, il Common Rail prevede che la generazione di pressione sia disaccoppiata rispetto all'iniezione: ciò significa che la pressione viene

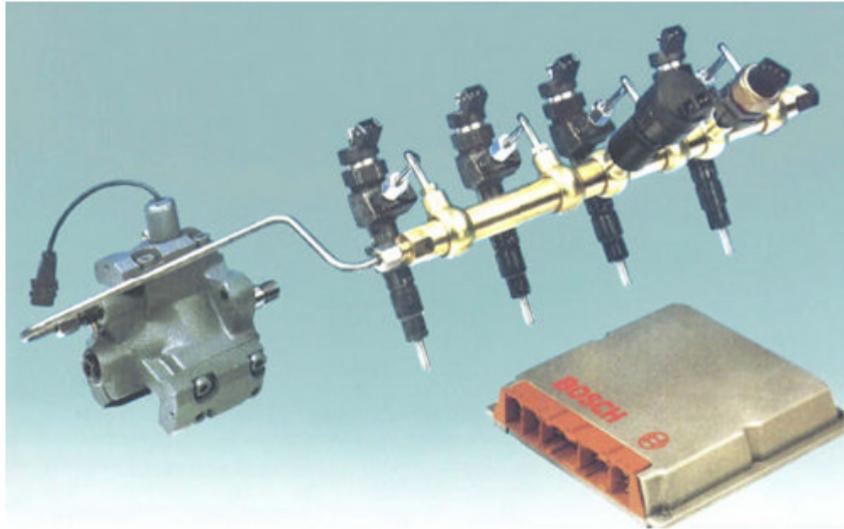


Figura 4.1: Impianto Common-Rail

generata indipendentemente dal numero di giri e dalla quantità di carburante e può essere selezionata all'interno di un intervallo prefissato (attualmente da 150 a 1800 bar). Il componente che rende possibile il disaccoppiamento è l'accumulatore ad alta pressione; gli iniettori sono ad apertura comandata elettricamente tramite solenoide. Il sistema è gestito in modo completamente elettronico e consente la generazione di iniezioni multiple (pilota, gestione post-iniezione). Oggi i motori Diesel competono in termini di prestazioni con quelli ad accensione comandata, garantendo nel contempo consumi specifici nettamente inferiori. L'introduzione del sistema CR consente:

- elevate pressioni di iniezione, fino a 1600 bar nei sistemi già industrializzati e fino a 1800 bar in quelli di nuova generazione;
- controllo della pressione e dei parametri di iniezione (*"free mapping"*) indipendente dal regime di rotazione del motore e in funzione di un gran numero di parametri motoristici e operativi.
- completa flessibilità della gestione della pressione di iniezione indipendentemente dal regime del motore e dal carico (per esempio è possibile ottenere pressioni elevate > 1000 [bar] ai medi e bassi regimi motore < 1500 [giri/min]);
- possibilità di effettuare iniezioni multiple per ogni ciclo (per esempio è possibile praticare una pre-iniezione o iniezione pilota, utile per la riduzione del rumore di combustione);

- completa flessibilità nella gestione dell'anticipo di iniezione di ciascuna parte dell'iniezione;
- elevata precisione nel controllo della quantità iniettata, anche colpo a colpo, quando necessario (per esempio in condizioni di transitorio);
- capacità di operare a velocità motore elevate;
- possibilità di controllare elettronicamente i principali parametri di iniezione, ottimizzando così il funzionamento del motore senza dover ricorrere a complessi sistemi di tipo meccanico;

4.2.1 Componenti del sistema

Il sistema common-rail (figura 4.2) è costituito da:

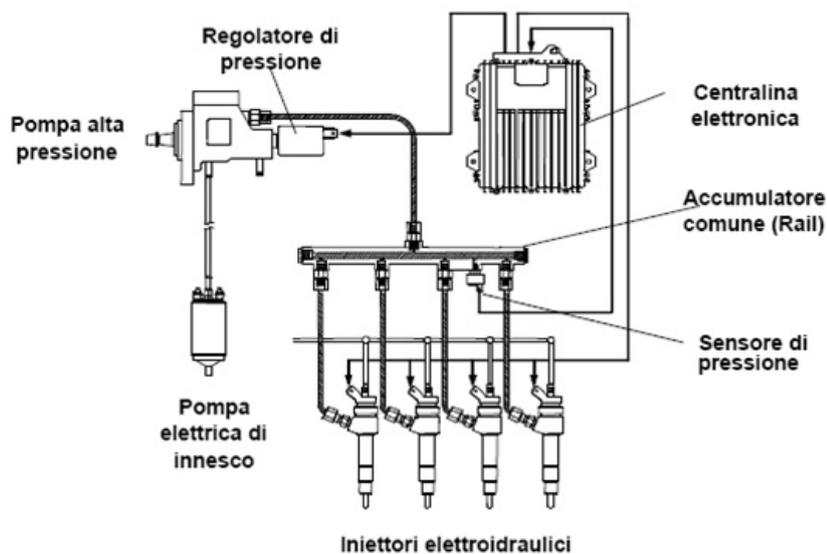


Figura 4.2: Schema di un sistema di iniezione con Common Rail

1. pompa elettronica d'innesco;
2. pompa di alta pressione;
3. regolatore di pressione;
4. accumulatore comune del gasolio in pressione (rail);
5. sensore di pressione;

6. iniettori elettro-idraulici (elettroiniettori);
7. centralina elettronica o unità di controllo elettronica.

Una pompa di alimentazione estrae il combustibile dal serbatoio e lo manda alla pompa di alta pressione. La pompa di alta pressione (detta *radialjet*) porta il gasolio ad una pressione regolata, pari a quella di iniezione (fino a 1350 [bar] nella versione attualmente in produzione; sino a 1600 [bar] nella nuova versione in fase di sviluppo). Una elettrovalvola a due vie spilla dalla mandata della pompa un'adeguata quantità di combustibile al fine di regolare la pressione al valore desiderato. Il gasolio in pressione non viene inviato direttamente dalla pompa Radialjet agli iniettori, ma viene accumulato in un collettore (rail) che svolge la funzione di contenere le oscillazioni (ripple) di pressione provocate dalla erogazione pulsante della pompa di alta pressione e dalle improvvise estrazioni di combustibile causate dalle aperture degli iniettori. Sul rail è montato un sensore di pressione il cui compito è quello di fornire un segnale di retroazione al circuito di regolazione della pressione. Più precisamente, il valore misurato da tale sensore viene comparato con il valore previsto in sede di progetto e memorizzato nella centralina elettronica. Se il valore misurato ed il valore previsto differiscono, allora viene aperto o chiuso un foro di troppo pieno nel regolatore di pressione della pompa di alta pressione. Nel caso di apertura di tale luce di efflusso, il combustibile in eccesso viene quindi rinviato al serbatoio tramite un apposito condotto di ricircolo. Gli iniettori sono alimentati dal rail ed il loro funzionamento viene determinato dall'eccitazione di un veloce attuatore elettromagnetico a solenoide (integrato nel corpo di ogni elettroiniettore). L'eccitazione del solenoide determina l'apertura di una luce di efflusso presente in un apposito volume di controllo che provoca uno squilibrio delle pressioni agenti sullo spillo di un otturatore. Lo squilibrio di pressione consente il sollevamento dello spillo otturatore e la conseguente apertura degli ugelli d'efflusso del polverizzatore. Al controllo di tutto il sistema di iniezione è adibita una centralina elettronica, in cui sono integrate sia l'unità di controllo, sia l'unità di potenza necessarie per il pilotaggio degli iniettori.

Dalla figura 4.3 possiamo poi individuare:

- un circuito idraulico di alta pressione costituito dalla pompa di alta pressione, dall'accumulatore comune, dagli elettroiniettori e dai vari condotti;
- un circuito idraulico di bassa pressione costituito da un elettropompa, da più stadi di filtraggio e dai vari condotti di mandata e di ritorno;

Facendo riferimento al sistema CR Bosch, un'elettropompa da 12V immersa nel serbatoio fornisce al combustibile una prevalenza di circa 0.5 bar necessaria a farlo

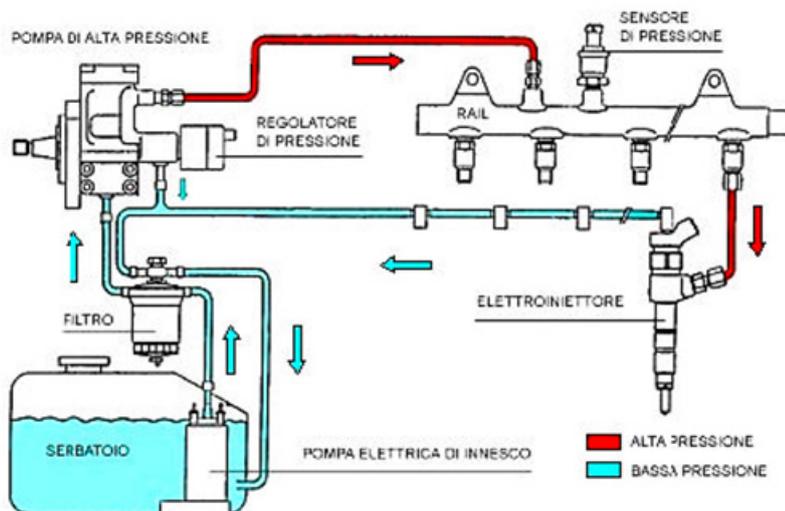


Figura 4.3: Circuiti alta pressione e bassa pressione

arrivare alla pompa di alta pressione con una certa pressione iniziale. La portata fornita dall'elettropompa è leggermente superiore a quella massima della pompa ad alta pressione (portata di almeno 0.5 lt/min in eccesso rispetto alla portata della pompa di alta pressione); la portata in eccesso è ricircolata al serbatoio (figura 4.3). L'elettropompa è alloggiata in un cestello a cui è annesso anche il galleggiante del livello carburante. Il combustibile, inoltre, è soggetto ad una serie di stadi di filtraggio per eliminare le particelle solide in sospensione e l'acqua di condensa presente nel serbatoio. Il filtro (figura 4.4) è di solito del tipo a cartuccia, con elemento filtrante costituito da una serie di dischi in carta ad alto potere filtrante ed è inserito tra la pompa che preleva il carburante dal serbatoio e la pompa rotativa, che effettua l'iniezione. Ultimamente sul filtro viene montato il sensore presenza acqua. In alcuni casi, una resistenza elettrica avvolge uno dei filtri con lo scopo di preriscaldare il gasolio per migliorare l'avviamento a freddo ed evitare possibili congelamenti.

La pompa di alta pressione, illustrata in figura 4.5, è costituita da tre pompanti radiali disposti a 120° l'uno dall'altro che ruotano (da qui il nome Radialjet) sul piano contenente gli assi dei pompanti. Essa fornisce continuamente combustibile alla pressione desiderata all'accumulatore. La pompa è trascinata dalla cinghia di distribuzione, senza obblighi di fasatura col motore, ad una velocità di rotazione pari alla metà di quella del motore. Ogni gruppo pompante è composto da un pistone, il cui movimento è determinato dalla rotazione di un eccentrico di forma triangolare solidale all'albero della pompa. Tale eccentrico determina il movimento in successione dei tre pistoni mediante lo spostamento di una interfaccia meccanica (punteria)

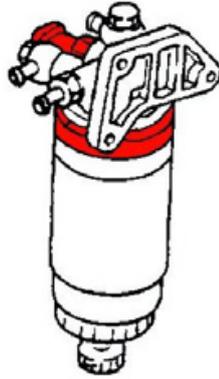


Figura 4.4: Filtro del combustibile

frapposta tra l'eccentrico ed il piede dello stantuffo. Il contatto tra l'eccentrico ed ogni singola punteria viene assicurato mediante una molla. Ogni gruppo pompante è dotato di una valvola di aspirazione a piattello e di una valvola di mandata a sfera. Tutte e tre le mandate degli elementi pompanti sono riunite internamente alla pompa ed inviano il combustibile al collettore comune per mezzo di un unico condotto. La pompa viene raffreddata e lubrificata mediante lo stesso gasolio che la attraversa e che viene reinviato al serbatoio a pressione atmosferica. La regolazione di pressione è effettuata tramite un elettrovalvola che regola il grado di apertura dell'ingresso nel condotto di ritorno. Il regolatore di pressione è costituito, infatti, da un otturatore sferico mantenuto sulla sua sede da un'asta caricata da una molla e dalla forza generata da un solenoide (quando eccitato). Quando il suddetto solenoide non è eccitato la pressione dipende unicamente dalla molla che fornisce un valore minimo di pressione (circa 150 bar a 1000 giri/min pompa); il precarico può essere regolato agendo sugli appositi spessori di registro. Variando l'apertura della luce di ritorno varia la pressione dal minimo a un massimo di 1600 bar nei sistemi CR attualmente montati. La pressione di iniezione è quindi regolata indipendentemente dal regime di rotazione.

Il valore della pressione è misurato all'accumulatore e il segnale corrispondente è usato per il circuito di retroazione. Il valore misurato dal sensore di pressione viene comparato con il valore previsto in sede di progetto e memorizzato nella centralina elettronica. Se il valore misurato ed il valore previsto differiscono, allora viene aperto o chiuso un foro di troppo pieno nel regolatore di pressione della pompa di alta pressione. Nel caso di apertura di tale luce di efflusso, il combustibile in eccesso viene quindi rinviato al serbatoio tramite un apposito condotto di ricircolo. La pompa radialjet è anche dotata di una valvola elettromagnetica di tipo on-off,

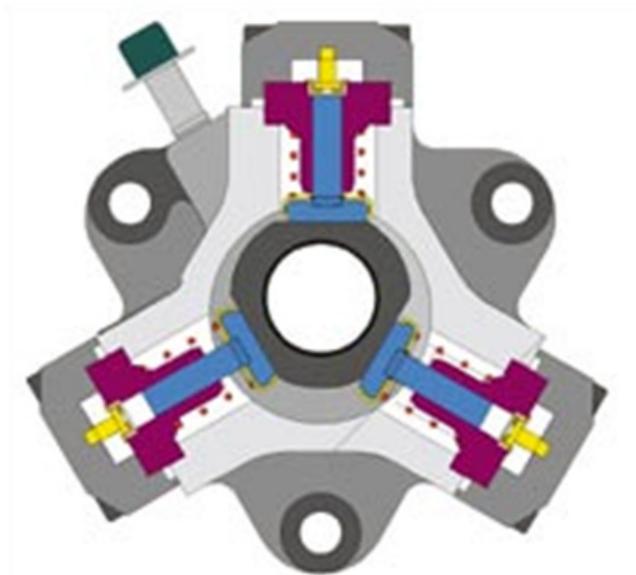


Figura 4.5: Pompa di alta pressione, Radialjet

installata sulla mandata di uno degli elementi pompanti, che permette di disattivare lo stesso elemento pompante durante le condizioni di funzionamento per le quali sia richiesta una portata di combustibile inferiore ai $2/3$ della portata massima della pompa. In questo modo è possibile limitare l'assorbimento della pompa. Il gasolio in pressione non viene inviato direttamente dalla pompa Radialjet agli iniettori, ma viene accumulato in un collettore comune che ha la funzione di smorzare le oscillazioni di pressione dovute all'alimentazione pulsante della pompa di alta pressione e alle aperture intermittenti dei vari iniettori. Il RAIL è costruito in acciaio ed ha la forma di un parallelepipedo, con una cavità interna di forma cilindrica; il suo fissaggio al motore avviene tramite opportuni fori passanti. Il suo volume (40 cm^3 circa per un motore 4 cilindri e 2000 cm^3 di cilindrata), risulta dal compromesso di ottenere piccole oscillazioni di pressione e rapide risposte alla variazione della pressione di iniezione. L'accumulatore alloggia il sensore di pressione per fornire il segnale di retroazione per la regolazione della pressione e, in alcuni casi, un sensore di temperatura, necessario per calcolare la densità del combustibile. Gli elettroiniettori (figura 4.6) sono comandati da un veloce attuatore elettromagnetico a solenoide (integrato nel corpo di ogni elettroiniettore). Gli elementi fondamentali di un elettroiniettore sono:

- **polverizzatore multiforo** (figura 4.7(a)), di tipo *VCO* (Valve Covered Orifice, cioè con i fori otturati direttamente dallo spillo) o di tipo *Mini-Sac* (fig

4.7(b)), in cui i fori sono alimentati da un piccolo volume a valle della zona di tenuta tra lo spillo e la sua sede; lo spillo è tenuto in posizione chiusa, a riposo, da una molla;

- **asta di pressione**, il cui moto è controllato dalla pressione esistente nel piccolo volume di controllo posto sulla sua parte superiore; la legge di variazione della pressione nel volume di controllo è determinata dai due fori calibrati A e Z, che regolano l'afflusso e il deflusso di combustibile;
- **elettrovalvola**, posta nella parte superiore dell'iniettore, che ha la funzione di scoprire il foro A per realizzare l'iniezione.

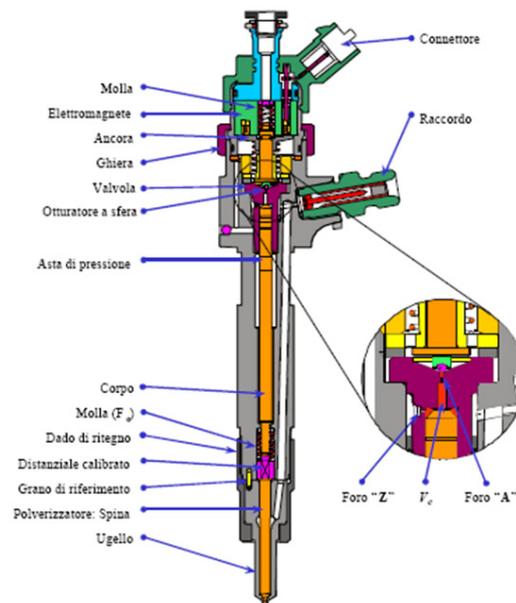


Figura 4.6: Elettroiniettore

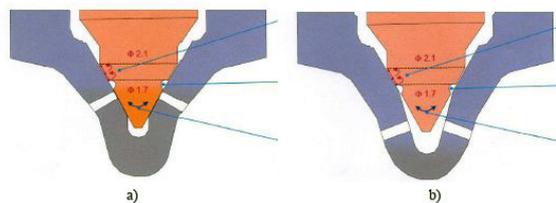


Figura 4.7: Confronto fra iniettore VCO (a) e Mini-sac (b)

Un unico condotto ad alta pressione arriva all'iniettore e si divide al suo interno in due parti, di cui una destinata principalmente all'alimentazione del polverizzatore,

l'altra al volume di controllo dell'asta di pressione. Entrambe le suddette parti contribuiscono inoltre alla lubrificazione degli organi in movimento dell'elettroiniettore, grazie ai consistenti trafileamenti presenti in un sistema di iniezione operante a così elevate pressioni di esercizio. Il volume di controllo è collegato ad un circuito di ritorno per mezzo di una luce che è occlusa da un otturatore comandato elettronicamente da un solenoide. Quando il solenoide è eccitato l'otturatore apre la luce di ritorno che, essendo di sezione maggiore di quella di mandata, tende a svuotare il volume di controllo e a diminuire la pressione. Quindi si hanno le seguenti condizioni di funzionamento:

- **solenoide diseccitato.** Lo spillo è chiuso per effetto della forza di precarico della molla che collega lo spillo stesso alla testa dell'iniettore; in questo caso entrambi i lati dello spillo sono soggetti alla pressione di iniezione e quindi la forza di pressione risultante è nulla (figura 4.8);

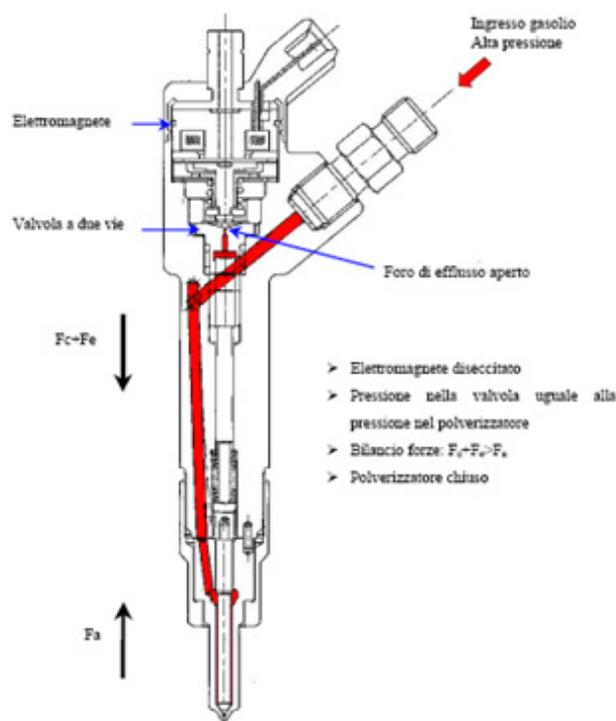


Figura 4.8: Condizione di riposo dell'elettroiniettore

- **solenoide eccitato.** Si ha l'apertura della luce di ritorno; in questo caso la pressione nel polverizzatore è maggiore di quella nel volume di controllo e la forza di pressione che tende ad alzare lo spillo è maggiore della forza di precarico della molla; lo spillo si apre e il combustibile entra nel cilindro (figura 4.9).

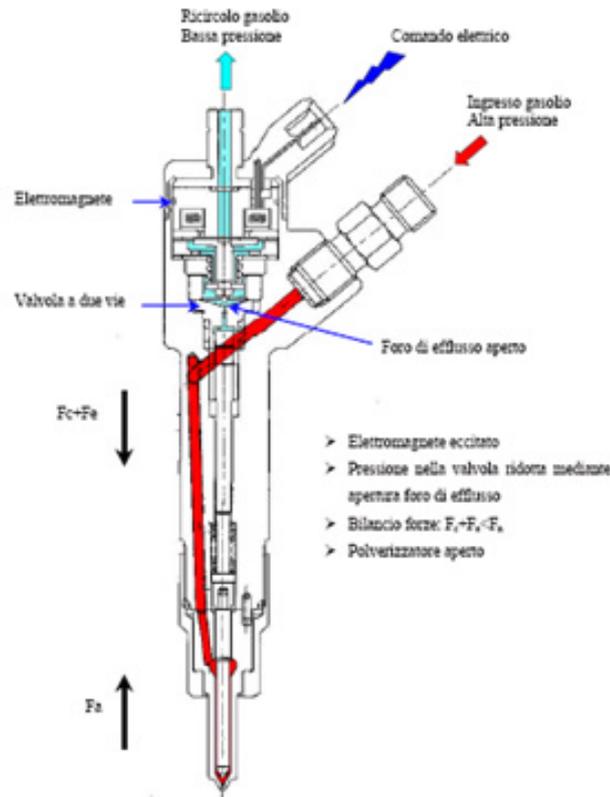


Figura 4.9: Condizione di funzionamento dell'elettroiniettore

Ogni iniezione è identificata da due parametri:

- l'istante in cui la centralina invia il comando di alzata dello spillo, generalmente denominato SOI (Start Of Injection);
- la durata temporale del comando di iniezione, generalmente denominata ET (Energizing Time o tempo di eccitazione del solenoide).

C'è un certo tempo di ritardo fra il SOI e l'effettiva apertura dell'iniettore. Dato che ritardo e durata effettiva variano in maniera complessa al variare delle condizioni di funzionamento del motore, il sistema richiede un'accurata fase di calibrazione prima dell'installazione. Ai capi della bobina dell'elettrovalvola viene applicata una corrente, che viene mantenuta per un tempo ET (Energizing Time) dipendente dalla quantità di combustibile che si desidera iniettare e dalla pressione di alimentazione. Il moto dell'ago pilota dell'elettrovalvola comincia con un ritardo TRE (Tempo Ritardo Eccitazione) ed il volume di controllo comincia a svuotarsi. L'ago pilota raggiunge la battuta superiore dopo un tempo TRAA (Tempo di Ritardo Apertura Ago pilota), dipendente dall'alzata massima, regolabile per mezzo di un'apposita vite di

registro. Trascorso un tempo TRAS (Tempo di Ritardo Apertura Spillo) dall'inizio del moto dell'ago pilota, il complesso asta di pressione-spina inizia il suo moto e contemporaneamente comincia l'iniezione; il tempo trascorso dall'inizio dell'eccitazione dell'elettromagnete e l'inizio dell'iniezione viene detto TRII (Tempo di Ritardo Inizio Iniezione). Quando cessa il comando all'elettromagnete, l'ago pilota comincia la sua corsa di discesa, che termina dopo un tempo TRCA (Tempo di Ritardo Chiusura Ago pilota), dipendente sempre dall'alzata massima consentita all'ago; con la discesa dell'ago pilota si chiude il foro A ed il volume di controllo si riempie nuovamente. Quando le pressioni si sono riequilibrate, il complesso asta di pressione-spina ridiscende determinando la fine dell'iniezione. Si possono individuare quindi i seguenti tempi:

- TRCS (Tempo di Ritardo Chiusura Spillo), pari al tempo intercorso tra la chiusura del foro A ed il termine dell'iniezione;
- TAS (Tempo di Apertura Spillo), pari alla durata effettiva dell'iniezione;
- TRFI (Tempo di Ritardo di Fine Iniezione), calcolato dalla fine del comando elettrico.

Il sistema CR è dunque un impianto di iniezione per motori Diesel operante secondo criteri logici di controllo del motore in cui le modalità di iniezione (in termini di quantità, timing e pressione) sono determinate in base al carico richiesto e alla mappatura di funzionamento precodificata, oltrechè dall'effettivo stato operativo del motore, grazie all'adozione di un numero significativo di sensori. Il "cuore" del sistema è quindi la centralina elettronica (figura 4.10) costituita da:

- un'unità di potenza (EPU = Electronic Power Unit) che si occupa della generazione dei segnali di apertura degli elettroiniettori;
- un'unità logica (ECU = Electroni Control Unit) che riceve i segnali dai vari sensori di misura montati nel motore e provvede al controllo dei parametri di iniezione in base ai vari parametri operativi misurati.

I sensori che comunicano con la centralina sono generalmente:

- **Sensore di giri.** Un trasduttore a riluttanza magnetica (pick-up) posizionato di fronte alla ruota fonica, calettata sull'albero motore, invia alla centralina un segnale ogni 6° di rotazione dell'angolo di manovella;

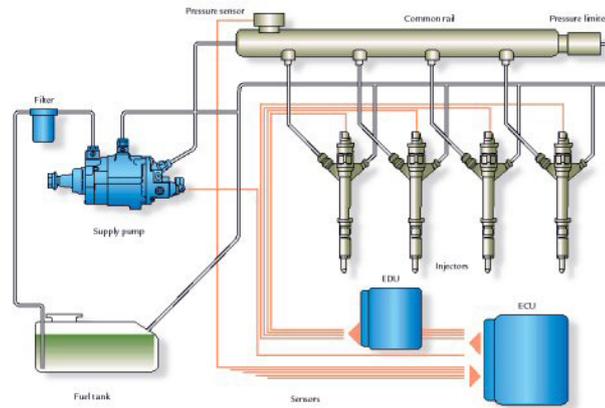


Figura 4.10: Sistema di iniezione con segnali da e verso la centralina elettronica

- **Sensore di fase.** Costituito da un pick-up affacciato su di una ruota conica montata sull'albero di distribuzione e consente la fasatura delle iniezioni con i cicli dei vari cilindri;
- **Potenziometro posizione dell'acceleratore.** Rileva la posizione del pedale acceleratore per determinare la domanda di potenza richiesta dal conducente; il sensore è composto da un potenziometro collegato al pedale tramite alcuni leveraggi; il segnale ricevuto dalla centralina viene trattato opportunamente per convertire il valore di tensione in un valore espresso in gradi, da 0 (pedale completamente rilasciato) a 90° (pedale premuto a fondo);
- **Sensore temperatura del liquido refrigerante.** Una resistenza variabile di tipo NTC (Negative Temperature Coefficient), installata sul termostato e lambita dal liquido refrigerante del motore, fornisce alla centralina un indice dello stato termico del motore, al fine di determinare le correzioni di portata combustibile, pressione iniezione, anticipo iniezione (sia pilota che principale) ed EGR durante l'avviamento a freddo e nelle fasi di riscaldamento del motore;
- **Sensore pressione atmosferica** (nella centralina);
- **Sensore di velocità.** Sensore ad effetto Hall situato sul cambio; con il segnale ricavato la centralina corregge la quantità di combustibile e l'anticipo d'iniezione in relazione alle condizioni riscontrate; il segnale, in concomitanza con il sensore di pedale frizione, si usa anche per determinare la marcia con cui la vettura sta viaggiando;
- **Interruttore del freno.** Utilizzato dalla centralina per riconoscere l'azione del conducente sul pedale del freno e come segnale di decelerazione del motore;

- **Interruttore della frizione.** La centralina riceve un segnale di pedale frizione premuto/non premuto e diminuisce la quantità di combustibile da iniettare nel momento in cui viene premuto il pedale della frizione; ciò favorisce un andamento più uniforme del veicolo ed evita lo scuotimento del motore;
- **Sensore di sovrappressione.** Posizionato nel collettore di aspirazione è usato dalla centralina elettronica per regolare la pressione e la durata dell'iniezione;
- **Misuratore portata d'aria aspirata.** Utilizzato per limitare i fumi durante i transitori e per controllare l'EGR; il misuratore utilizzato è del tipo a filo caldo, ed è disposto a valle del filtro ed a monte del compressore;
- **Sensore temperatura aria aspirata** (interno al debimetro);
- **Sensore temperatura del combustibile;**
- **Sensore pressione del combustibile;**

In base ai valori rilevati dai sensori e utilizzando le mappature interne alla sua memoria, la centralina decide la strategia di intervento e di correzione dei tempi base di iniezione, agendo sugli attuatori.

4.3 Il sistema con iniettore-pompa

Un'alternativa al common rail è il sistema iniettore-pompa (adottato dalla Volkswagen, figura 4.11) che integra in un solo corpo la pompa e l'iniettore.



Figura 4.11: Iniettore-pompa Volkswagen

In questo sistema il gasolio arriva all'iniettore per effetto di una pompa alloggiata nel serbatoio che produce una prevalenza di circa 4 bar. L'idea nasce dal fatto che per poter realizzare pressioni altissime, è necessario portare la pompa vicino all'iniettore perché alle alte pressioni nascono problemi di elasticità delle tubazioni e persino di comprimibilità del liquido, con conseguenti colpi d'ariete nel gruppo iniettore-pompa. Direttamente sulla testa del cilindro, è alloggiato un gruppo pompante di tipo alternativo (a stantuffo) azionato meccanicamente dall'albero a camme del motore con una bilanciere. Una valvola comandata elettronicamente (elettrovalvola a solenoide) varia l'apertura della mandata, permettendo così di regolare la portata. L'iniettore è ad apertura automatica. La centralina che governa l'iniezione determina, con la valvola elettromagnetica, la quantità di gasolio per ogni pompata e riceve segnali da: pedale dell'acceleratore, velocità di rotazione del motore, velocità di rotazione dell'albero a camme di comando degli iniettori, temperatura liquido di raffreddamento, pressione aria condotto di alimentazione. Il vantaggio del sistema iniettore-pompa rispetto al CR è la possibilità di raggiungere pressioni di iniezione più elevate; i sistemi attualmente in commercio permettono di ottenere una pressione massima del gasolio di circa 2050 bar. Questo riduce i tempi di iniezione e migliora la polver-

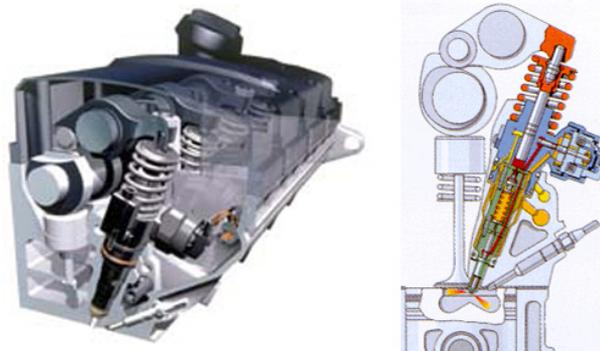


Figura 4.12: Ingombro dell'iniettore-pompa

izzazione del getto, permettendo di raggiungere coppie e potenze più elevate. Gli svantaggi sono, però, diversi:

- l'iniettore-pompa è molto più ingombrante di un elettroiniettore da CR e richiede una ri-progettazione della testa del cilindro per essere alloggiato (figura 4.12);
- i pompanti degli iniettori sono trascinati e in fase con il motore e questo rende meno flessibile la strategia di iniezione;

- è possibile per il momento soltanto una pre-iniezione di pochi mm^3 di gasolio ai bassi regimi;
- la centralina elettronica controlla solo la portata di gasolio iniettata e non gli istanti di apertura e chiusura dello spillo.

Capitolo 5

La Testata

5.1 Introduzione

Come già anticipato nel Cap. 1, l'obiettivo di questa tesi è volto alla realizzazione e all'ottimizzazione strutturale della testata di un motore alternativo a ciclo diesel ad elevata potenza per uso aeronautico. Si tratta di un motore due tempi con iniezione common-rail, la cui architettura si ispira alla tipologia del motore a stella. I pistoni sono quindi disposti secondo linee radiali, intorno all'albero motore (Cap. 1 figura 1.3) a formare più stelle accostate fra loro e sfalsate di un certo angolo. Questa soluzione consente di massimizzare il numero di pistoni che si possono collegare all'albero motore e quindi di ottenere grandi potenze pur contenendo la lunghezza complessiva del propulsore. Il regime di rotazione sarà prossimo ai 10000 rpm (da qui la scelta di un due tempi).

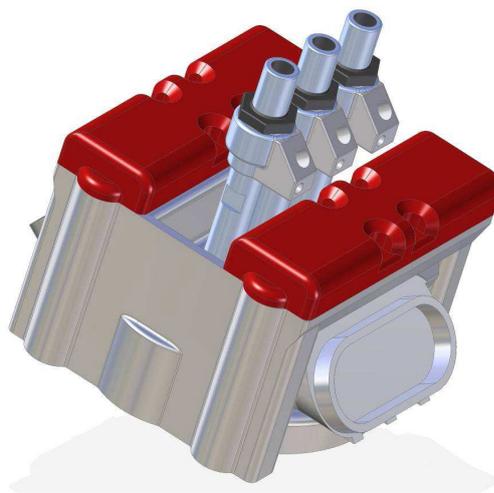


Figura 5.1: Testata Ing.Casoli

La base di partenza è stata la tesi dell'Ing. Casoli che per primo ha affrontato lo studio di un modulo-testa per il citato motore, ponendo le basi per futuri sviluppi. Egli è arrivato alla definizione di una testata con 3 iniettori per cilindro disposti ortogonalmente al piatto-fiamma, con i condotti di scarico uscenti dalle pareti verticali della testata stessa (figura 5.1). L'alesaggio del pistone è stato assunto pari a 142 mm. La ricerca di maggior potenza ha suggerito l'adozione di un ulteriore iniettore per cilindro e l'aumento dell'alesaggio del pistone. La potenza massima raggiungibile è infatti correlata alla massima portata volumetrica consentita dall'iniettore.

Sia q il consumo specifico per un dato motore:

$$q = \frac{1}{\eta \cdot K_i}$$

dove:

- η è il rendimento termodinamico del motore
- K_i il potere calorifero inferiore del combustibile

Il consumo totale orario Q sarà pari alla potenza erogabile P per il consumo specifico q :

$$Q = P \cdot q$$

Indicando con d il numero di detonazioni orarie, allora la quantità di combustibile da iniettare in ogni cilindro per ogni ciclo sarà pari a:

$$c = \frac{1}{d \cdot \rho \cdot n_c}$$

con

- ρ densità del combustibile
- n_c numero di cilindri

Combinando le relazioni sopra scritte si ottiene:

$$P = \frac{Q}{q} = \frac{c \cdot d \cdot \rho \cdot n_c}{q}$$

Si conclude allora che la potenza ottenibile da un motore, è direttamente proporzionale alla quantità c di combustibile iniettato in camera di combustione e quindi al numero di iniettori di impiegati. Allo stato attuale dell'arte un iniettore moderno può raggiungere i 160 mm^3 di combustibile iniettato per detonazione.

Tutto ciò ha comportato la riprogettazione della testata e del pistone, per il quale

è stato aumentato il diametro e sono state riposizionate le camere di combustione. Inoltre per aumentare la capacità di elaborazione di grandi masse d'aria, ed ottenere una corrente unidirezionale di lavaggio, è stata completamente riconsiderata la posizione dei condotti di scarico, che sono stati accorpati in'unico grande condotto posto al centro della testa in posizione verticale rispetto al piatto-fiamma. Il lavaggio del pistone è assicurato da 10 valvole, comandate da un sistema *bialbero* di alberi a camme. Sono state scelte delle valvole di derivazione motociclistica, dalla massa contenuta, poichè l'elevato n.ro di giri del motore, richiede una componentistica leggera e reattiva. Per far posto al condotto di scarico gli iniettori sono stati collocati in posizione laterale alla testata ed inclinati di un angolo di 60° rispetto alla verticale passante per l'asse di simmetria della testata. Lo sviluppo della testa è stato eseguito tenendo conto dei seguenti vincoli strutturali:

- Alesaggio del pistone pari a 150 mm;
- Utilizzo di quattro iniettori common-rail;
- utilizzo di 10 valvole per lo scarico;
- elevato n.ro di giri motore (10000 rpm)

Nel seguito verranno dettagliatamente illustrate e giustificate tutte le scelte costruttive.

5.2 Iniettore

Lo Scopo del progetto è ottenere un motore semplice e affidabile, ma che al tempo stesso sviluppi grande potenza ed elabori grosse portate d'aria. Una delle strade percorribili per aumentare la potenza, è quella di avere più di un iniettore per cilindro. Un numero maggiore di iniettori infatti consente una maggior portata di combustibile all'interno della cilindrata, che a sua volta si traduce in maggiore potenza ottenibile. Non va dimenticato poi, che la presenza di più iniettori consente di elevare l'affidabilità complessiva del cilindro e più in generale di tutto il propulsore. Se dovesse accadere infatti che uno degli iniettori si rompa, la funzionalità del cilindro si ridurrebbe ma non verrebbe compromessa del tutto, poichè continuerebbe a funzionare con i restanti iniettori, fornendo però una potenza inferiore. Tra tutti gli iniettori disponibili sul mercato, la scelta è ricaduta sul SIEMENS VDO (figura 5.2).

Si tratta di un'iniettore per motori diesel di nuova concezione, dalle dimensioni molto compatte. E' abbinato al sistema common rail e regolato, anziché a valvola

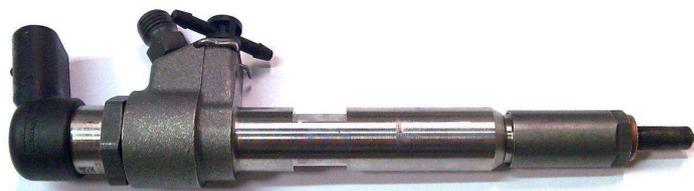


Figura 5.2: Iniettore Siemens VDO

magnetica, con un nuovo sistema. Quest'ultimo permette intervalli di tempo molto flessibili ed iniezioni di quantità inferiori a $1 \text{ mm}^3/\text{corsa}$. Attualmente si possono eseguire da tre a cinque fasi di alimentazione per ciclo in funzione antirumore e antiemissioni. Con i piezoelettrici la pressione del common rail raggiungere i 2.000 bar e tempi di attuazione stimabili in $100 \mu_s$ con tensione di alimentazione di circa 100V. La tecnologia piezo rappresenta un grosso vantaggio: a pressioni elevate d'iniezione, pari attualmente a oltre 1.900 bar, si realizza una nebulizzazione molto rarefatta del carburante. Il dosaggio preciso di quantità minime o grandi di carburante consente di adattare perfettamente il processo d'iniezione alle condizioni specifiche richieste per il motore. Confrontati ai motori ad aspirazione, i motori Diesel con iniezione Common-Rail a tecnologia piezo (PCR) sono in grado di produrre un risparmio fino al 25% di carburante. Rispetto ai motori Diesel convenzionali, la tecnologia PCR offre un vantaggio fino al 15% sui consumi agevolando inoltre l'adeguamento alle normative antiemissioni. Una potente unità di comando piezo posta nel motore, regola l'intero dispositivo, riuscendo a compensare anche le tolleranze di fabbricazione e le condizioni ambientali. Il piezo driver può utilizzare le caratteristiche dell'attuatore anche per un'unità di comando selettive dell'iniettore, allo scopo di compensare variazioni di tipo meccanico ed idraulico. Nel complesso la tecnologia piezo propone perciò sistemi di iniezione precisi, economici e affidabili.

Per giustificare la geometria delle camere di combustione ricavate sul pistone, vale la pena di analizzare il funzionamento degli attuali iniettori. Come già detto in precedenza, una funzione molto importante del sistema di iniezione è quella di iniettare uno spray di caratteristiche opportune per un buon processo di combustione. Gli iniettori hanno un certo numero di fori di iniezione (da 4 a 6) di diametro molto piccolo (da 0.12 a 0.20 mm), in modo da ottenere uno spray di finissime goccioline. Il combustibile ad alta pressione è iniettato in camera di combustione a velocità altissima (100 - 400 m/s). Il getto entrante nel cilindro, si apre a forma di cono e viene polverizzato in gocce piccolissime di diametro estremamente variabile. Il processo

di atomizzazione è molto complesso ed è regolato dall'interazione spray-gas, oltreché dall'azione combinata fra le forze aerodinamiche che sorgono nel moto relativo getto-gas e gocce-gas e le forze di tensione superficiale. La teoria più convincente, suppone che l'atomizzazione sia legata all'insorgere di oscillazioni sulla superficie del getto uscente dall'ugello che vengono amplificate dall'azione delle forze aerodinamiche. Quando l'ampiezza delle oscillazioni supera un certo valore critico dal getto si separano legamenti liquidi e gocce. Questa fase è detta atomizzazione primaria o "breakup primario" (figura 5.3).

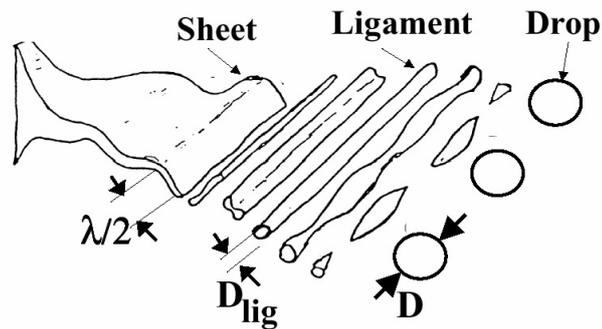


Figura 5.3: Atomizzazione primaria

Le gocce formatesi dopo la disintegrazione del nucleo liquido sono sottoposte all'azione combinata di forze di diversa natura che provocano una distribuzione di pressione non uniforme sulla loro superficie. Questo porta alla deformazione della goccia e alla separazione di gocce più piccole, detta breakup secondario. Le forze dominanti nel processo fisico appena descritto sono l'inerzia, la forza aerodinamica, la viscosità e la tensione superficiale.

Il numero di Weber della goccia, definito come:

$$W_{vD} = \frac{\rho_g \cdot u^2 \cdot D}{\sigma}$$

(dove ρ_g e σ sono rispettivamente la densità e la tensione superficiale della goccia, u e la velocità relativa e D il diametro della goccia) misura l'importanza relativa delle forze esterne (forze aerodinamiche destabilizzanti) rispetto a quelle interne (tensione superficiale) e viene spesso utilizzato per classificare il "tipo" di atomizzazione secondaria.

La sperimentazione ha dimostrato che per una goccia che si muove all'interno di un gas a velocità crescente si osserva una deformazione superficiale significativa per W_{vD} più alto dell'unità e che oltre un certo valore critico (pari a 12 per i combustibili liquidi) questa deformazione porta alla frantumazione.

Al variare di W_{vD} , in funzione dell'intensità delle forze aerodinamiche, si identificano cinque regimi di atomizzazione:

- regime vibrazionale ($12 < W_{vD} < 16$);
- regime di rottura “bag” ($16 < W_{vD} < 45$) (figura 5.4);
- regime di “stripping” ($100 < W_{vD} < 1000$) (figura 5.5);
- regime catastrofico ($W_{vD} > 1000$);

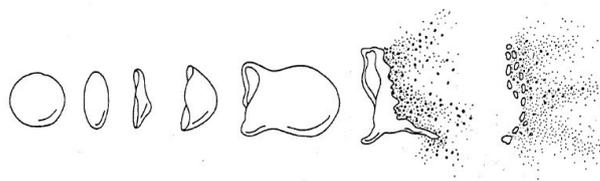


Figura 5.4: Regime di rottura “bag”



Figura 5.5: Regime di rottura “stripping”

Come già detto dall'atomizzazione risulta uno spray di gocce di diametro estremamente variabile. La proprietà di polverizzazione di uno spray è in genere identificata con un valore medio del diametro delle gocce che può essere definito in diversi modi. Più la polverizzazione è intensa (cioè più il diametro medio è piccolo) più rapido ed efficace è il processo di formazione della miscela e quindi migliore sarà il funzionamento del motore. La polverizzazione è determinata dai seguenti fattori:

- pressione di iniezione, il cui aumento produce un aumento della velocità delle gocce e quindi dell'intensità delle azioni aerodinamiche (figura 5.6);
- proprietà del combustibile in termini di tensione superficiale e viscosità; un aumento di quest'ultima produce un effetto opposto alla pressione di iniezione;
- caratteristiche geometriche dell'iniettore;

- condizioni termodinamiche e fluidodinamiche all'interno del cilindro non solo in termini di pressione (all'aumentare della quale la velocità delle gocce diminuisce) ma anche in termini di intensità di turbolenza e presenza di moti secondari che hanno un effetto fondamentale sull'interazione liquido-gas;



Figura 5.6: Effetto della pressione di iniezione in uno spray

per quanto riguarda le caratteristiche geometriche dell'iniettore:

- diametro dei fori di iniezione (che determina per larga parte le dimensioni iniziali e la velocità del getto);
- rapporto lunghezza/diametro degli ugelli, l/D ;
- raggio di curvatura all'imbocco degli ugelli, r ;

I parametri l/D e r influenzano le condizioni di moto all'interno dell'ugello, determinando il coefficiente di efflusso e le instabilità superficiali iniziali. Nei sistemi di iniezione di ultima generazione, inoltre, le elevate velocità dello spray portano spesso all'insorgenza di fenomeni di cavitazione all'interno dell'iniettore, in conseguenza dei quali il getto è polverizzato nelle immediate vicinanze dell'iniettore. La recente sperimentazione, infatti, ha confermato che nei nuovi sistemi di iniezione ad alta pressione un getto ad altissima velocità entra in camera di combustione e viene disintegrato nelle immediate vicinanze dell'iniettore in gocce di varie dimensioni. Il solo effetto delle forze aerodinamiche e di quelle indotte dalla turbolenza non è in grado di giustificare questo tipo di meccanismo, per il quale l'atomizzazione si suppone cominci già all'interno dell'iniettore: le elevate pressioni di esercizio e le conseguenti elevate velocità di iniezione sono causa di flussi cavitanti all'interno del polverizzatore. Sul verificarsi di tale fenomeno hanno un influenza significativa sia le condizioni dell'efflusso sia la geometria dell'iniettore.

Ci sono molti tipi di iniettori e quindi tipologie di getti liquidi: in particolare possiamo individuarne due: a getto cilindrico (tipico degli iniettori multiforo), a getto a lamina sottile (tipico degli iniettori a swirl per applicazioni GDI). La dinamica di

rottura della struttura liquida è profondamente diversa nei due casi. L'iniettore usato nella nostra applicazione è del primo tipo, cioè a getto cilindrico con 8 fori.

L'efflusso del combustibile dall'iniettore è controllato dal polverizzatore, ossia dal componente cui sono affidate:

1. la tenuta in fase di chiusura;
2. la portata e le caratteristiche di efflusso del combustibile.

Il polverizzatore reca circonferenzialmente un numero di fori variabile da 4 a 8, di diametro compreso fra 110 e 250 μ_m (in funzione dell'applicazione), aventi un rapporto lunghezza/diametro compreso fra 4 e 7. La forma può essere cilindrica o conica in funzione del controllo che si vuole avere sul fenomeno della cavitazione e sulla quantità di moto del getto. Esistono due tipologie principali di polverizzatori multiforo:

- VCO (Valve Covered Orifice). Nel VCO i fori sono otturati direttamente dallo spillo in chiusura (figura 5.7).
- Mini-Sac, in cui i fori sono alimentati da un piccolo volume a valle della zona anulare di tenuta. Lo spillo assicura la tenuta non più direttamente sui fori ma su una regione anulare a monte di essi (figura 5.7).

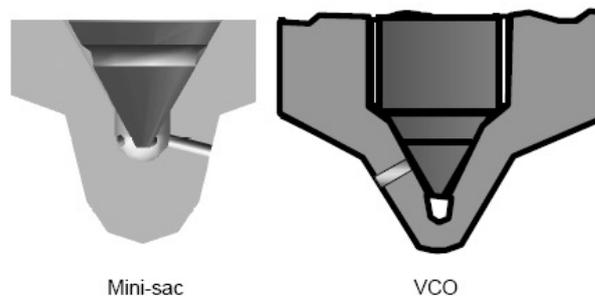


Figura 5.7: Polverizzatori multiforo

I polverizzatori di tipo Mini-sac sono quelli oggi adottati. Tale tipo di polverizzatore ha il vantaggio di garantire una sorta di volume di calma a monte dei fori nel quale stabilizzare la pressione prima dell'efflusso attraverso gli ugelli, specialmente durante i transitori di alzata dello stelo. Questo accorgimento riduce la possibilità di avere una variabilità di condizioni di efflusso da foro a foro nel singolo evento di iniezione e tra una iniezione e la successiva, come invece avviene nel caso di polverizzatori VCO. Nell'ugello Mini-sac i fori sono affacciati su un piccolo volume mentre

la tenuta dello spillo è spostata più in alto rispetto ai fori. Quando lo spillo si solleva, non appena nel Mini-sac si raggiunge la pressione di esercizio (uguale a quella nominale di iniezione a meno delle perdite di carico), il processo di iniezione ha inizio senza parzializzazione dell'area dei fori di uscita. Inoltre nell'ugello VCO l'iniezione di un singolo foro dipende strettamente dalla posizione dello spillo, che è eccentrico rispetto alla sua sede, per cui la modalità di iniezione varia da ciclo a ciclo per un singolo foro in funzione della posizione dello spillo.

La caratterizzazione di uno spray è molto importante per controllare e prevedere la sua interazione con l'aria e quindi controllare la miscelazione fra aria e combustibile. Poiché nei motori ad iniezione diretta, l'iniezione di combustibile avviene in fase non omogenea, è necessario non solo fornire una legge di portata ottimizzata, ma anche conferire allo spray caratteristiche di penetrazione e diffusione ben definite. In particolare è necessario che sia la fase liquida sia la fase vapore possano distribuirsi, eventualmente con l'aiuto di moto convettivi coerenti presenti nel cilindro, a formare la miscela secondo le specifiche volute. A tal scopo introduciamo le seguenti definizioni:

- **La penetrazione:** è la lunghezza del getto a partire dall'ugello di iniezione (figura 5.8).

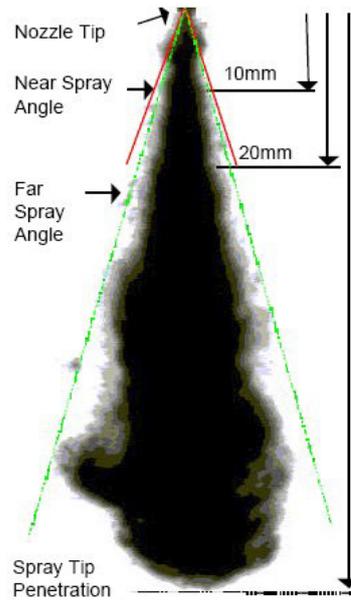


Figura 5.8: Immagine di uno spray prodotto da un elettroiettore

- **La diffusione:** è l'angolo di semiapertura del cono tangente al getto in corrispondenza dell'ugello.

E' ovvio che lo spray di combustibile per essere efficace deve penetrare a fondo nella camera di combustione e diffondere il più possibile il combustibile nel volume occupato dal comburente. La penetrazione, che è lo spazio percorso nell'angolo utile dallo spray, dipende dalla velocità iniziale e dal diametro ed è fortemente influenzata dalla struttura del getto e dall'interazione aria-spray.

La penetrazione, dunque, aumenta:

- al diminuire della massa volumica dell'aria ρ_a e quindi al diminuire della contropressioni (figura 5.9);
- all'aumentare del diametro della goccia; per effetto dell'aerodinamica una goccia più grande penetra meglio;
- all'aumentare della pressione di iniezione;

quest'ultima ha un effetto contrastante dato che un sua crescita comporta un aumento della velocità iniziale e una maggiore polverizzazione del getto (e quindi gocce più piccole); la sperimentazione mostra però che il primo effetto è prevalente rispetto al secondo (figura 5.10);

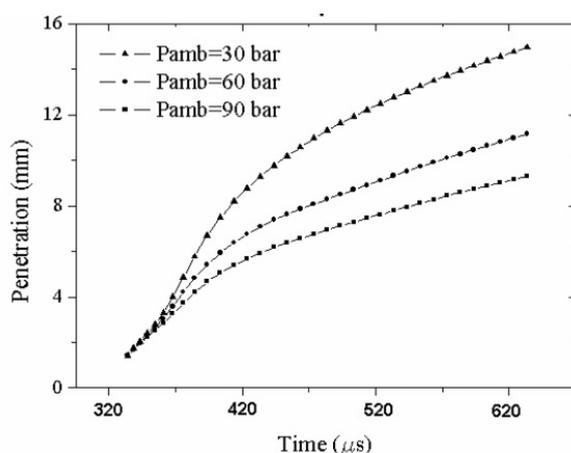


Figura 5.9: Effetto della contropressione sulla penetrazione

Per quanto detto al punto 2 tutto ciò che favorisce la polverizzazione esercita un effetto opposto sulla penetrazione. Negli iniettori di ultima generazione l'aumento della penetrazione dovuto alle altissime velocità iniziali è stato in parte compensato

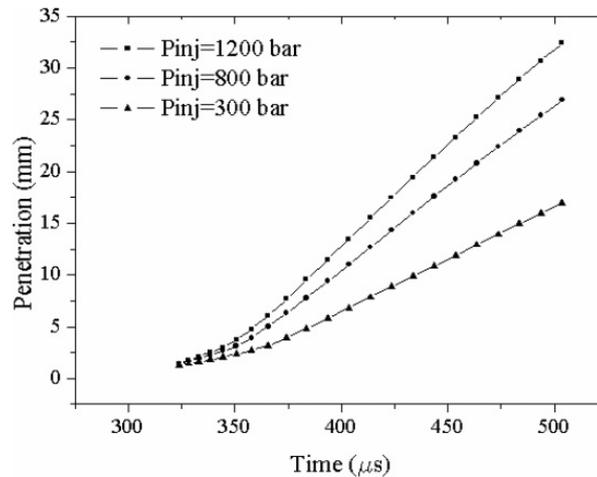


Figura 5.10: Effetto della pressione di iniezione sulla penetrazione in uno spray non evaporante

dall'instaurarsi di fenomeni di cavitazione all'interno dell'iniettore, che, come detto in precedenza producono una polverizzazione del getto subito dopo l'ugello. Per quanto riguarda la diffusione l'esperienza dimostra che l'angolo di apertura del getto dipende soltanto dalla contropressione (o meglio dal rapporto densità aria/densità combustibile) e dalla geometria dell'ugello, in particolare dal rapporto fra la lunghezza dell'ugello e il suo diametro. Pareti più lunghe, infatti, tendono a guidare meglio il getto, ostacolandone l'apertura.

5.3 Pistone

Dall'analisi dello spray prodotto dall'iniettore emerge quindi l'importanza di avere una camera di combustione ampia, dove il getto è ben alloggiato e non urta contro le pareti. Si avrebbe altrimenti un addensamento del getto, favorendo il *soot*, cioè la produzione di particolato solido che si traduce evidentemente in decadenza delle prestazioni del motore, limitandone la potenza (figura 5.11).

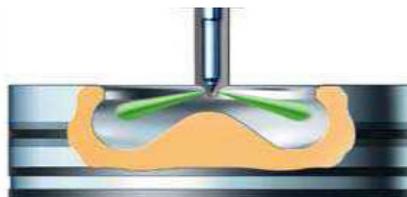


Figura 5.11: camera di combustione

Per venire incontro a tutte le esigenze illustrate nel paragrafo precedente, ho scelto di realizzare le camere di combustione prendendo spunto dal profilo di un pistone FIAT. Nello specifico si tratta del pistone che la FIAT utilizza per i propri motori 1.9 JTD common-rail (figura 5.12).

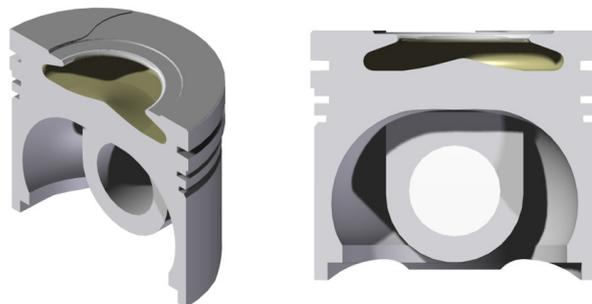


Figura 5.12: Camera di combustione Pistone FIAT 1.9 JTD

Decisa la forma della camera di combustione il problema principale è stato quello di dislocarle sul pistone, data la loro dimensione in relazione all'alesaggio. L'idea iniziale è stata quella di aggiungere un iniettore in linea con i tre inizialmente previsti dall'Ing Casoli. Questa ipotesi però è stata subito abbandonata, poichè non consente la realizzazione del condotto di scarico in posizione centrale. Inoltre, l'ulteriore camera di combustione da aggiungere in fila con le altre, avrebbe comportato un aumento considerevole dell'alesaggio. La figura 5.13 evidenzia come una disposizione in linea degli iniettori in mezzeria comporta un aumento del diametro da un iniziale valore di 142 mm ad un valore di 180 mm.

La necessità di liberare la parte centrale della testata e il conseguente spostamento delle camere di combustione in posizione laterale, ha reso necessario l'adozione di una conformazione a "tetto" del cielo del pistone. Questa soluzione consente di aumentare la superficie disponibile per l'alloggiamento delle camere senza dover aumentare l'alesaggio del pistone. Occorre tuttavia contenere l'inclinazione del "tetto" per non avere una cuspidè troppo pronunciata in mezzeria (figura 5.14). Tale cuspidè, infatti, costituirebbe un punto critico di rottura del pistone, il quale è sollecitato non solo dalla pressione che si sviluppa nelle camere di combustione durante la fase di compressione e successiva combustione, ma anche da continui gradienti termici, che provocano un elevato stress termico al materiale. Non è stato possibile mantenere le camere separate fra loro, poichè, per far questo avrei dovuto avvicinare gli scavi in prossimità della mezzeria (dove la superficie del pistone è maggiore). Tuttavia la presenza delle valvole impedisce il "centraggio" degli iniettori rispetto alle camere stesse,

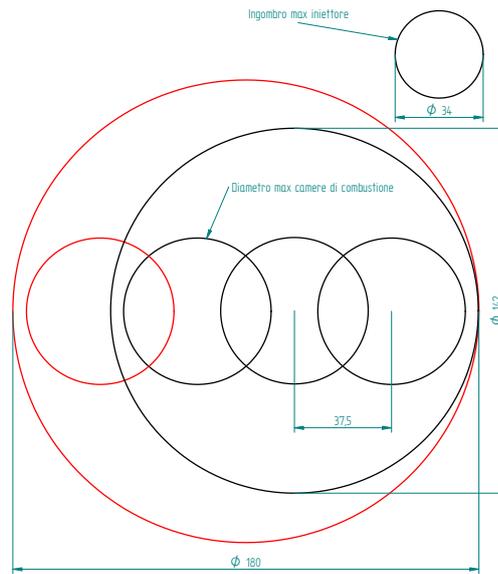


Figura 5.13: Studio preliminare camere di combustione

per cui è stato necessario allontanare gli scavi verso la zona periferica del pistone. La minore superficie disponibile in prossimità del perimetro costringe inevitabilmente ad avvicinare fra loro le camere di combustione che risultano perciò compenstrate. Ciò ha portato alla definizione di 2 unici scavi dalla forma ad “otto” uno per ogni lato del cielo del pistone. Per motivi che saranno meglio spiegati in seguito, nella versione finale la cuspidè risulterà accentuata del necessario (figura 5.14 volume di colore rosso).

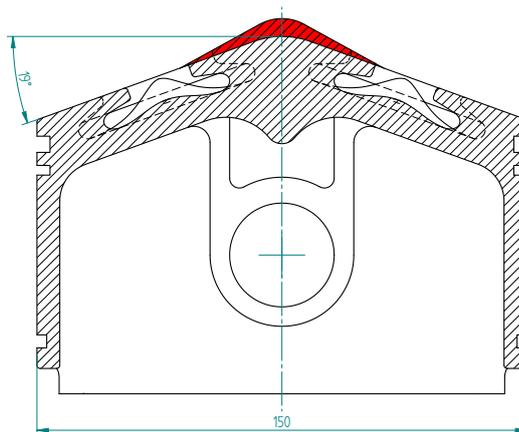


Figura 5.14: Sezione pistone

Trattandosi di motore ad alte prestazioni, ho previsto delle sedi per le valvole, al fine di evitare interferenze tra le valvole e il pistone medesimo. La loro profondità è stata ipotizzata senza un preciso calcolo della fasatura della distribuzione per cui la conformazione reale degli scavi verrà eseguita a seguito di uno specifico studio dinamico e cinematico, nel rispetto della legge di alzata delle camme. Si renderà, inoltre, necessario, uno studio approfondito sulla massa e sulle conseguenti forze d'inerzia derivate dal funzionamento a regime del motore, tenendo presente la natura di propulsore destinato a regimi di rotazione, che si aggirano attorno ai 10000 rpm. Da tutte le considerazioni svolte sono giunto alla definizione di due modelli di pistone rappresentati rispettivamente in figura 5.15 e in figura 5.16.

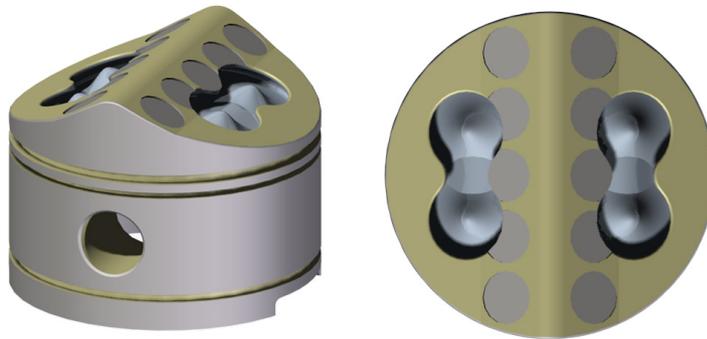


Figura 5.15: Pistone A



Figura 5.16: Pistone B

Il pistone A è un tipico pistone 2 tempi. Possiamo osservare le camere di combustione a forma di “otto” e le sedi per le valvole. Sono inoltre evidenti le sedi per le fasce

elastiche (il cui numero incide in modo diretto sulla tenuta e affidabilità del motore) e l'anello raschia olio che serve ad evitare o ridurre la perdita d'olio. Il pistone si presenta estremamente compatto e semplice nelle sue forme. L'altezza del mantello, ovvero la parte del pistone a contatto con il cilindro è molto importante, poichè meno mantello si ha e più si riduce l'attrito e si alleggerisce il pistone. Se però il mantello è troppo corto, si ha la possibilità che perda le sue funzioni. Nel caso del 2 tempi, un mantello insufficiente genera una fuoriuscita di miscela dal condotto di scarico o un'infiltrazione dei gas di scarico e di conseguenza perdita di potenza del motore, se invece è troppo lungo sui fianchi, riduce la capacità di travaso, riducendo anche in questo caso la potenza. Il pistone B invece si differenzia dal primo per quel che concerne la geometria delle sedi per lo spinotto. Trattandosi di un pistone 2 tempi, deve avere il mantello chiuso per evitare che durante il moto di discesa o di salita la carica fresca penetri nella zona scavata ostacolando il moto stesso del pistone. Ho perciò previsto 2 coperchi di alluminio per chiudere gli scavi ed avere un mantello uniforme. La maggiore semplicità costruttiva e il minor peso del pistone A fanno propendere per la scelta del primo.

5.4 Sviluppo della testata

Il punto chiave dell'intero progetto è la ricerca di potenza. Nella sua versione definitiva il motore avrà un regime di rotazione prossimo ai 10000 *rpm*, e un così alto n.ro di giri può essere raggiunto solo se le parti dotate di moto alterno (tra cui rivestono grande importanza le valvole) hanno massa relativamente piccola. Analizzando la struttura generale dell'intero motore, si può osservare come l'aspirazione sia realizzata tramite un condotto anulare che porta il comburente nella parte bassa del cilindro, diversa quindi da un due tempi di concezione classica, in cui l'aspirazione è realizzata mediante carter-pompa. L'evacuazione dei prodotti derivati dalla combustione avviene nella parte alta della testata dove saranno presenti solo valvole di scarico (figura 5.17).

Queste dovranno essere leggere e resistenti, con ottime caratteristiche meccaniche, essendo sottoposte a stress termici di notevole importanza. Da qui è nata l'idea (come è già stato fatto in passato), di utilizzare valvole di derivazione motociclistica, le quali hanno le caratteristiche richieste dal progetto in essere. Nello specifico si è deciso di utilizzare le valvole messe a punto dall'Ing. Belligotti nello studio di una nuova testata motociclistica. Tenuto conto dell'alesaggio del cilindro si è scelto di utilizzare un totale di 10 valvole di scarico comandate da 2 alberi a camme, soluzione

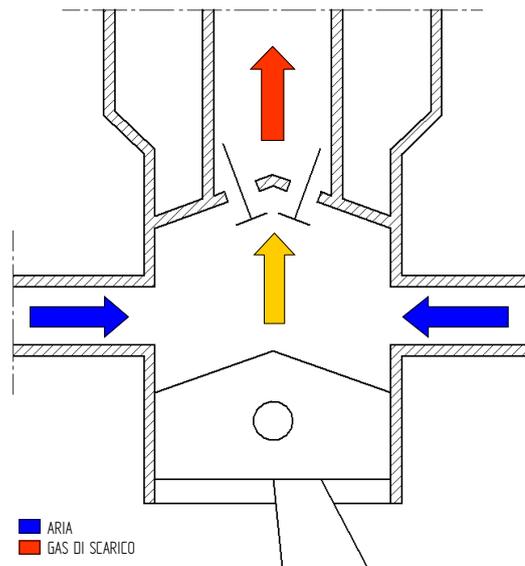


Figura 5.17: Principio di funzionamento motore

che assicura una buona compattezza del sistema di distribuzione. Tenendo conto dei dati di partenza utilizzati dall'Ing. Belligotti:

- **Massa valvola:** $m = 0,012$ kg (Nell'ipotesi di una costruzione in lega di titanio);
- **Numero di giri:** $n = 20000$ rpm ;
- **Alzata della camma:** $c = 26,15$ mm ;
- **Alzata della valvola:** $e = 8,03$ mm ;
- **Diametro filo molla:** $d = 3,20$ mm ;

è stata effettuata una verifica di massima sulle molle per calcolarne il diametro ottimale. Tramite l'utilizzo dell'applicazione "Knowledge Center" del software Solid Edge, si è potuto constatare che il diametro esterno della molla, inizialmente ipotizzato di 20 mm, è abbondantemente verificato. Per di più, si può pensare di non realizzare le valvole in lega di titanio ma bensì in una lega di acciaio. Le considerazioni sui materiali saranno riportate in dettaglio successivamente. In figura 5.18 e 5.19 sono raffigurati il corpo valvola con le quote di ingombro e lo schema di montaggio.

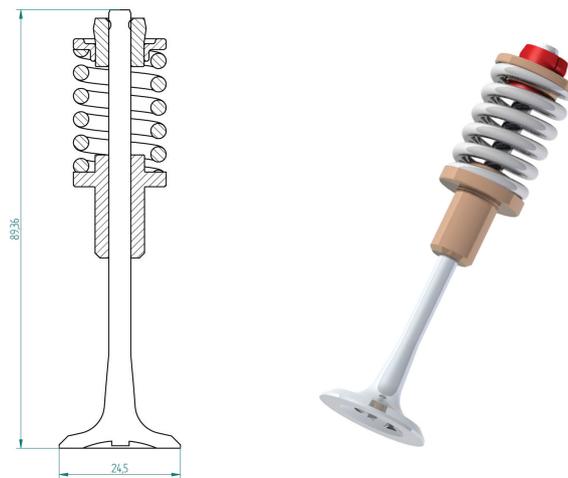


Figura 5.18: Assieme valvola di scarico



Figura 5.19: Assieme valvola di scarico

Entrato in possesso di dati essenziali quali:

- Diametro del cilindro (150 mm)
- Numero di valvole (10 mm);
- Diametro d'ingombro valvole ($\phi 20$ mm) ;
- Lunghezza valvole (89,36 mm);
- Numero di iniettori ;
- Quote d'ingombro dell'iniettore ;

ho cominciato a sviluppare varie ipotesi di testata. Tenendo conto di quanto detto al Paragrafo 5.2 circa l'ingombro degli iniettori e delle relative camere di combustione, ho sin dall'inizio scartato la soluzione adottata dall'Ing. Casoli degli iniettori disposti in linea al centro della testata. Tale ipotesi infatti avrebbe comportato un diametro inaccettabile del cilindro e avrebbe precluso la possibilità di realizzare il condotto di scarico dei gas combusti nella zona centrale (secondo lo schema di figura 5.13). Ho perciò deciso di spostare in posizione laterale gli iniettori inclinandoli di un angolo sufficiente affinché non interferissero con le sedi degli alberi a camme e con le valvole. Attraverso una serie di prove effettuate sul pistone, ho calcolato quale fosse il miglior angolo d'inclinazione del tetto del pistone. Tale angolo deve essere piccolo così da ottenere una cuspide di modesta entità. Al tempo stesso però deve garantire superficie a sufficienza per collocare le quattro camere di combustione. Alla fine ho trovato che l'inclinazione minima utile a soddisfare le diverse esigenze fosse 20° . Attraverso la modellazione Part del software di progettazione SOLID EDGE 20 ho cominciato perciò a modellare la testata arrivando ad una prima ipotesi di studio rappresentata in sezione in figura 5.20

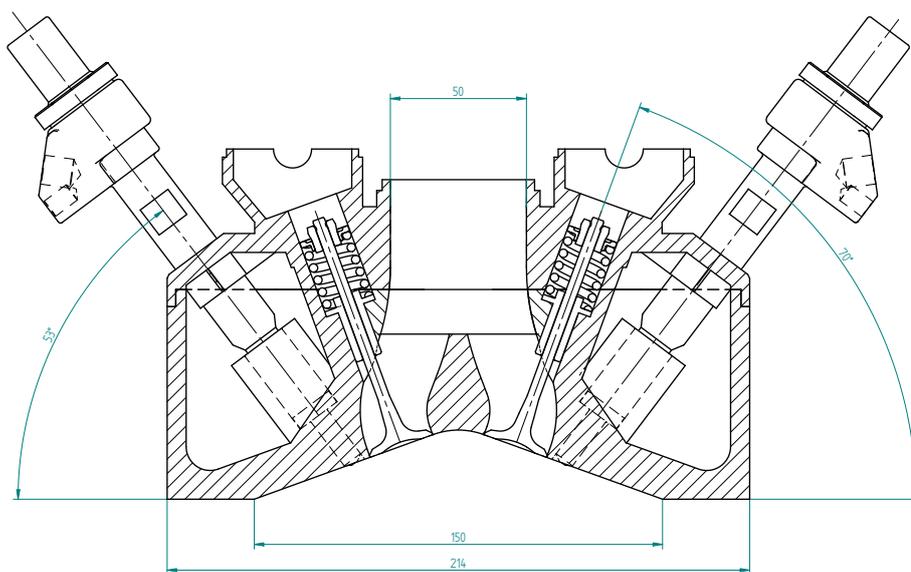


Figura 5.20: Prima ipotesi di testata

Dalla sezione appare evidente la dislocazione simmetrica degli iniettori i quali sono inclinati di 53° rispetto al piano orizzontale. Detta inclinazione, non costituisce un problema in quanto è possibile personalizzare con l'inclinazione voluta gli ugelli dell'iniettore e mantenere così l'angolo ottimale di diffusione nei confronti delle camere di combustione. Le valvole sono ortogonali al fondo testa con inclinazione

rispetto al piano orizzontale di 70° e sono alloggiate simmetricamente in numero di cinque per lato. E' ben evidente il condotto di scarico posizionato al centro della testa. Questa disposizione favorisce una corrente unidirezionale di lavaggio facilitando l'espulsione dei gas di scarico dal cilindro. La natura verticale del condotto, fa sì che i gas combusti non incontrino superfici curve che ne ostacolano il naturale deflusso, migliorando il lavaggio della cilindrata. Inoltre in un condotto verticale i gas di scarico lambiscono le pareti laterali senza che vi sia pressione di contatto, per cui diminuisce il surriscaldamento delle pareti e si contiene lo stress termico del condotto.

L'analisi di questo modello suggerisce alcune considerazioni critiche.

- L'inclinazione adottata per le valvole non consente un'andamento perfettamente verticale del condotto di scarico che peraltro non è ancora sufficientemente ampio.
- Gli iniettori sono scoperti all'interno della testa e quindi potenzialmente soggetti a corrosione, poichè (come verrà approfondito nei prossimi paragrafi) per questioni legate al raffreddamento tutto l'interno testa sarà attraversata da un flusso continuo di gasolio.
- Gli iniettori attraversano il coperchio della testata. Se per un qualsiasi motivo si volesse ispezionare l'interno testa (ad esempio per valutare o localizzare un danno) occorrerebbe smontare gli iniettori prima di poter aprire il coperchio.

Per cercare di porre rimedio al primo problema emerso, ho deciso di diminuire l'angolo di inclinazione delle valvole, abbandonando l'idea che queste ultime debbano essere ortogonali al fondo testa. Ciò ha permesso di allargare il condotto di scarico e di renderlo completamente verticale. Tale modifica però, ha comportato l'aumento del volume V_0 del rapporto di compressione, causando l'abbassamento del valore di quest'ultimo (questo argomento sarà oggetto di discussione in un paragrafo successivo). Per risolvere le questioni di cui al punto due e tre, ho diminuito l'inclinazione degli iniettori. Questa modifica ha consentito di liberare il coperchio dagli iniettori e permesso di allungare i tubi-guida fino alle pareti laterali della testata, isolando di fatto gli iniettori dal gasolio. Si è giunti così ad un nuovo modello di testata rappresentato in sezione in figura 5.21.

Questo modello ha rappresentato la base di partenza per tutte le successive ottimizzazioni effettuate, di cui verrà dato conto più avanti.

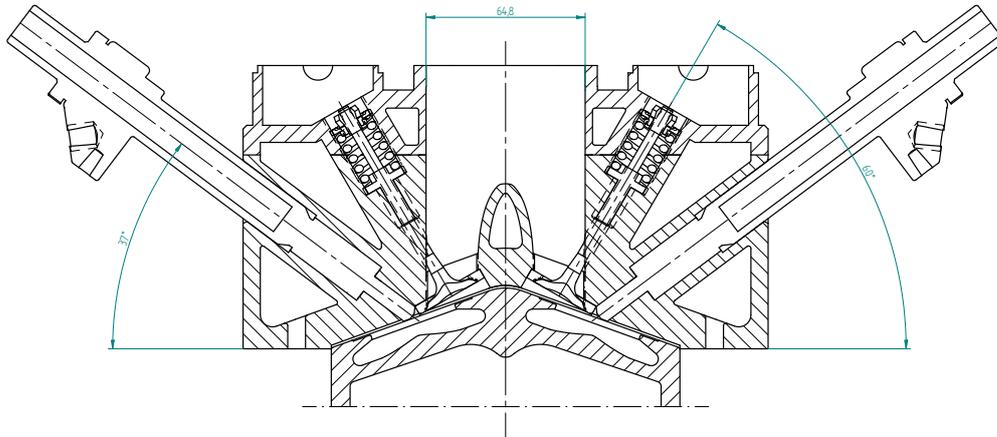


Figura 5.21: Evoluzione Testata

5.5 Il rapporto di compressione

Il rapporto di compressione è un importante indice del funzionamento di una macchina termica. Esso indica la relazione tra il volume a disposizione dei gas quando all'interno del cilindro il pistone è al punto morto inferiore e il volume che i gas possono occupare quando il pistone è al punto morto superiore. In altre parole, si tratta del rapporto esistente tra la cilindrata unitaria V_c (volume generato del pistone nel suo spostamento dal PMS al PMI) sommata al volume della camera di combustione V_0 e il solo volume di quest'ultima.

$$r = \frac{V_c + V_0}{V_0}$$

Al crescere del rapporto di compressione migliora il rendimento del motore dato che aumenta la PME (pressione media effettiva) e di conseguenza anche la potenza specifica del motore, ovviamente sarà necessario spostare l'intera fasatura in ritardo dato il miglioramento della velocità di combustione. Per ciascun motore a ciclo Otto però, esiste un determinato rapporto di compressione limite al disopra del quale non si può andare senza che insorga la detonazione. Nei motori diesel questo problema non esiste e quindi si adottano rapporti di compressione molto più alti, necessari del resto per portare l'aria ad una temperatura molto elevata e ottenere quindi una rapida vaporizzazione del gasolio. Un rapporto di compressione elevato infine previene problemi all'avvio del motore.

Nel progetto in esame si è adottato un rapporto di combustione pari a 12,5. Da una prima verifica effettuata il rapporto di compressione è risultato pari a $r = 9,5$. La stima del volume V_0 è stata effettuata per mezzo della funzione "PROPRIETA"

FISICHE” presente in SOLID EDGE 20. Si tratta di un valore lontano da quello di riferimento, giustificato dalla presenza di quattro camere di combustione sul pistone e dall’inclinazione adottata per le valvole che fanno sì che il valore di V_0 sia elevato se confrontato al volume di cilindrata V_c .

Per ottenere un rapporto di compressione

$$r = \frac{V_c + V_0}{V_0} = 12,5$$

Le uniche due strade percorribili sono:

- Aumentare la cilindrata del motore e quindi il volume V_c ;
- Diminuire Il volume V_0 della camera di combustione.

In questo modo aumenta il numeratore e diminuisce il denominatore ottenendo così un rapporto di compressione più grande. La cilindrata del motore si può facilmente calcolare poichè essa vale:

$$V_c = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot C_u$$

dove:

- c diametro del pistone ($d = 150$ mm).
- C_u Corsa utile del pistone ($C_u = 44$ mm).

Si ottiene:

$$V_c = \frac{\pi \cdot 150^2}{4} \cdot 44 \approx 778 \text{ cm}^3$$

Nel mio caso non è stato possibile agire sulla cilindrata poichè questo avrebbe richiesto la modifica di uno dei dati di partenza ovvero l’aumento dell’alesaggio del cilindro e/o la modifica della corsa utile del pistone (determinata dall’altezza delle manovelle dell’albero motore). L’unica strada perciò è stata quella di diminuire il volume V_0 .

In figura 5.22 possiamo osservare come V_0 sia costituito da 3 sottovolumi:

- **Rosso** volume delle quattro camere di combustione all’interno del pistone;
- **Verde** volume tra il fondo della testa e il cielo del pistone quando quest’ultimo è al PMS;
- **Arancione** volume creato per via dell’inclinazione delle valvole che non sono ortogonali al fondo testa.

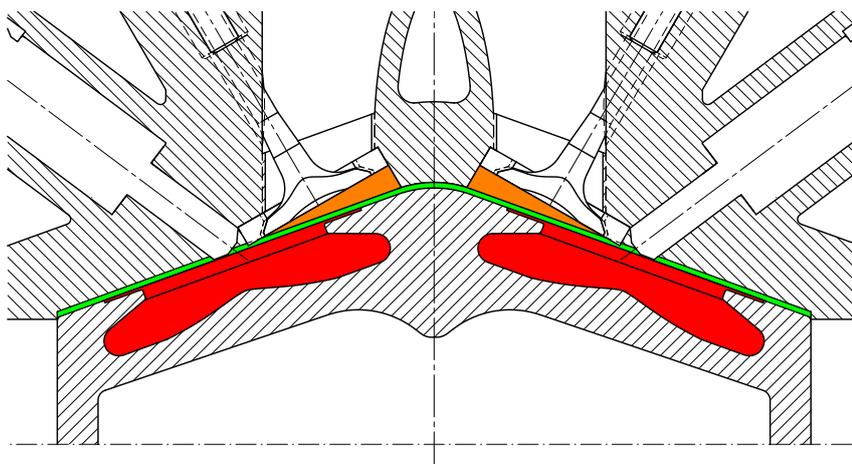


Figura 5.22: Camera di combustione

Il volume contrassegnato in verde non è modificabile in quanto occorre garantire una distanza minima tra fondo-testa e cielo del pistone quando questo è al PMS. Tale distanza è stata assunta pari a 1 mm. L'unica possibilità dunque è quella di ridurre i volumi arancioni e rossi della camera di combustione. Essendo V_0 :

$$V_0 = V_{arancione} + V_{rosso} + V_{verde}$$

allora per ottenere $r = 12,5$ dovrà essere:

$$V_{arancione} + V_{rosso} = \frac{V_c}{11,5} - V_{verde}$$

Questa espressione consente di ricavare quale deve essere il volume totale delle camere di combustione per far sì che il rapporto di compressione sia 12,5. L'utilizzo di un profilo del cielo del pistone diverso, ha consentito di eliminare i volumi in arancione a fronte di un modesto incremento del volume contrassegnato in verde. L'intervento sulle camere di combustione invece ha riguardato l'ispessimento delle cuspidi centrali senza però modificare il profilo delle camere stesse. In figura 5.23 sono mostrati gli interventi correttivi apportati alla camera di combustione:

Attraverso quindi un paziente lavoro di ottimizzazione delle cuspidi delle camere di combustione e l'eliminazione dei volumi contraddistinti in figura 5.23 con il colore arancione si è raggiunto il risultato voluto. Occorre sottolineare tuttavia che quest'ultima modifica ha comportato una cuspidi nella mezzera del pistone più pronunciata. Le sue dimensioni tuttavia rimangono accettabili.

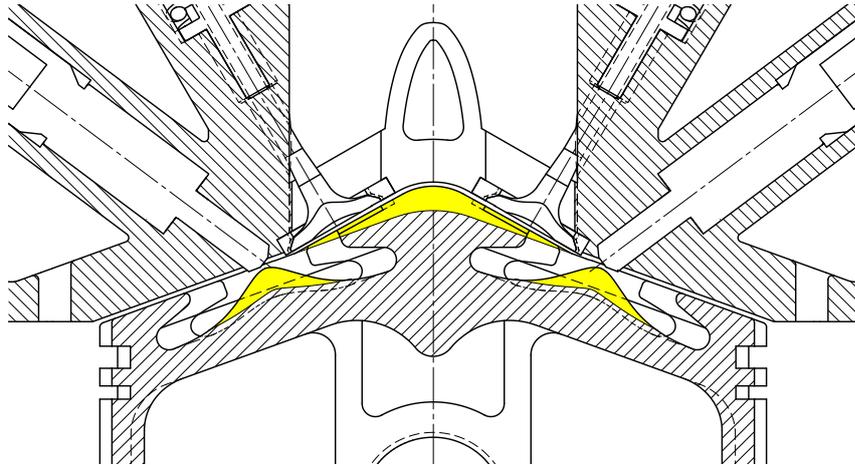


Figura 5.23: Correttivi camera di combustione in funzione del rapporto di compressione

5.6 Il circuito di raffreddamento e lubrificazione

Accanto agli elementi di base del motore che partecipano direttamente alla generazione della energia propulsiva, vi sono organi definiti ausiliari ma nella realtà indispensabili:

- il circuito di lubrificazione
- il circuito di raffreddamento

Il raffreddamento è un problema particolarmente importante per la testata e la parte superiore del blocco cilindri, visto che alcune superfici della camera di combustione e dei condotti di scarico sono soggette a flussi termici molto intensi, tali da richiedere un'efficiente asportazione del calore per evitare di mettere in crisi il materiale. Dato che anche il lubrificante asporta una certa quantità di calore dal motore, bisogna procedere in contemporanea anche alla definizione dei canali di lubrificazione, tenendo comunque ben presente che lo scopo primario del sistema di raffreddamento è legato al materiale e al lubrificante, che hanno una temperatura di lavoro limitata. Nel breve periodo di durata della combustione si sviluppano nella testata dei carichi termici enormi. Di conseguenza, quantità molto elevate di calore vengono cedute per irraggiamento con sviluppo di elevate temperature sul piattofiamma della testata e sul cielo del pistone. Tale fenomeno prosegue, fortunatamente con progressiva attenuazione, durante la successiva fase di espansione. Questa sollecitazione termica viene comunque ridotta durante le altre fasi, e soprattutto in

quella di aspirazione, in cui normalmente si ha l'ingresso di aria fresca dall'esterno. Nonostante ciò, è necessario provvedere a sottrarre una percentuale rilevante di questo calore prodotto con la combustione attraverso un sistema dedicato costituito da un circuito di raffreddamento, in modo tale da impedire il blocco del motore per surriscaldamento. In linee generali, dell'intera quantità di calore introdotto nel sistema con la combustione, un terzo si trasforma in lavoro meccanico all'albero, un terzo viene perduto in calore sensibile dei gas di scarico e l'altro terzo viene sottratto dal sistema di raffreddamento (da questa ipotesi deriva il valore medio del rendimento totale dei motori a combustione interna che solitamente viene preso attorno al 33% per i motori ad accensione comandata e 35-40% per i diesel che sono caratterizzati da una minore perdita di calore). Di regola i gas di scarico asportano una quantità di calore alquanto maggiore del fluido di raffreddamento (in generale la temperatura di entrata del fluido refrigerante nel motore si aggira attorno ai 90°C contro i 95-100°C d'uscita). Nei motori ad alte prestazioni l'uso del raffreddamento a liquido è obbligatorio, a causa degli elevati flussi di calore da smaltire per mantenere il materiale ad una temperatura accettabile. In tale ambito gli aspetti più problematici da determinare sono i coefficienti di scambio dei vari fluidi. Non bisogna in questo caso dimenticare l'importanza che riveste la scabrezza delle superfici: le superfici grezze sono in grado infatti di scambiare calore più efficacemente solo in condizioni di bassi flussi termici; le asperità superficiali possono infatti trattenere le bolle di vapore, ostacolandone la circolazione. Occorre quindi prevenire, durante la fase di analisi progettuale, eventuali zone di ristagno e verificare le temperature in tutta la struttura.

L'ipotesi di partenza è stata quella di conferire al gasolio contenuto nei serbatoi sia la funzione di fluido refrigerante che di lubrificante, additivandolo in opportuno rapporto con dell'olio lubrificante.

Ciò consente di eliminare l'apparato di lubrificazione, poichè l'utilizzo dell'olio, avrebbe richiesto un specifico circuito (con annesse pompe serbatoi e condotti), aumentando così il costo, il peso e la complessità del motore.

Ogni propulsore sarà quindi dotato di un'unico serbatoio, all'interno del quale verrà stipato gasolio sufficiente ad assolvere tutte le funzioni cui è chiamato. Lo schema di figura 5.24 chiarisce quanto detto.

Tutto il gasolio utilizzato per le funzioni di raffreddamento e lubrificazione, viene (a meno delle inevitabili perdite) recuperato e reintrodotta all'interno del serbatoio attraverso una pompa. Vale la pena di osservare, che l'utizzo del gasolio come fluido

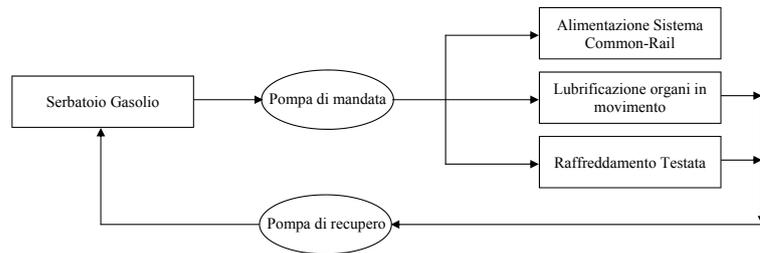


Figura 5.24: Funzioni del gasolio

refrigerante, porta ad un aumento della sua temperatura, condizione che favorisce il processo di vaporizzazione del combustibile e più in generale, migliora il processo di combustione.

Il circuito di raffreddamento trae origine da architetture già esistenti e vede applicato il principio che vuole la parte più bassa della testata completamente immersa nel liquido di raffreddamento, al preciso scopo di garantire un più alto grado di refrigerazione.

L'ipotesi da me sviluppata è quella di utilizzare gli alberi a camme come condotti di mandata del gasolio "fresco", con pressione di 4 Bar. Ogni albero sarà quindi dotato di appositi fori (figura 5.25). Alcuni di questi avranno la funzione di lubrificare i contatti striscianti camme-bicchierini e albero-boccola e saranno perciò realizzati in corrispondenza di tali contatti. I restanti fori, praticati tra una camma e l'altra, serviranno a versare il gasolio necessario alla refrigerazione della testata.

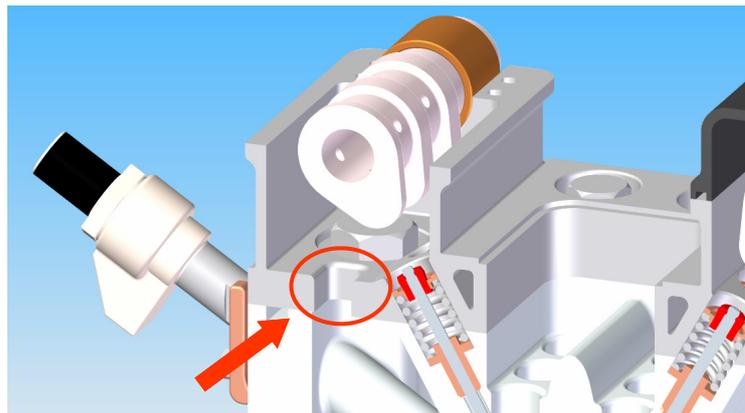


Figura 5.25: Raffreddamento testata

Per mezzo di opportuni scavi praticati nel coperchio, (all'interno delle sedi degli alberi a camme), il gasolio confluirà all'interno della testa (figura 5.25). Sei camicie di deflusso praticate nella parte inferiore della testata (figura 5.26), faranno poi defluire

verso i condotti di recupero il gasolio, che attraverso una pompa, sarà reimpresso all'interno del serbatoio.

La presenza del condotto di scarico in posizione centrale, impedisce un raffreddamento adeguato delle zone più interne del piatto-fiamma. Per questo motivo ho deciso di praticare tre condotti del diametro di 10 mm (12 mm per il condotto di mezzeria) con l'intento di assicurare un continuo passaggio di gasolio fresco (figura 5.26).

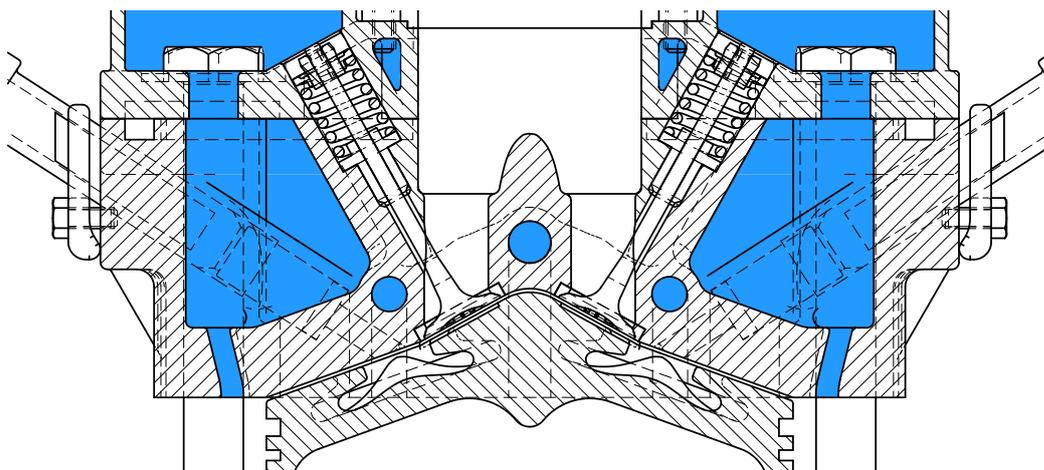


Figura 5.26: Condotti di raffreddamento

Tali condotti hanno un'azione estremamente efficace, poichè in essi, il gasolio fluisce con pressione di 4 bar in maniera continuativa e quindi assicurano un costante smaltimento di calore nei punti più sensibili al surriscaldamento del piatto-fiamma.

5.7 Fissaggio della testata

L'ancoraggio delle teste al basamento, verrà effettuato per mezzo di viti prigionieri.

Tenendo conto dei seguenti dati:

- Pressione in camera di combustione $P = 250 \text{ Bar [25 MPA]}$.
- Superficie piatto-fiamma $S_p = 19317 \text{ mm}^2$ (Misurato con lo strumento "interroga elemento" di Solid Edge).

è possibile effettuare un calcolo di massima del diametro dei prigionieri.

La forza esercitata sul piatto testata in direzione ortogonale a quest'ultimo vale:

$$F = S_p \cdot P = 19317 \cdot 25 = 482870 \text{ N}$$

Supponendo di utilizzare 6 viti, allora la forza che dovrà contrastare ogni prigioniero sarà un sesto di quella totale e pari a :

$$F_{vite} = \frac{F}{6} = 80478 \quad N$$

Ipotizzando delle viti con classe di resistenza 10.9 il cui carico di snervamento e rottura vale rispettivamente:

- $f_y = 900 \text{ [N/mm}^2\text{]} .$
- $f_t = 1000 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

e considerando un fattore di sicurezza $SF = 2$ calcoliamo la tensione ammissibile:

$$\sigma_{amm} = \frac{f_y}{SF} = \frac{900}{2} = 450 \quad [MPA]$$

Calcolata la σ_{amm} e conoscendo l'entità della forza agente su ciascuna vite, si può allora calcolare la sezione di nocciolo del prigioniero:

$$A_{min} = \frac{F_{vite}}{\sigma_{amm}} = \frac{80478}{450} = 178 \quad [mm^2]$$

Corrispondente ad un diametro minimo di nocciolo:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{min}}{\pi}} = 15 \quad [mm]$$

Supponendo di utilizzare viti con filettatura Whitworth (UNI 2709), il diametro medio di vite di ogni prigioniero sarà:

$$d_m = 17,5 \quad [mm]$$

Per distribuire al meglio i prigionieri intorno al piatto-fiamma, ho deciso di utilizzare 8 viti anzichè 6, per cui si avranno 4 prigionieri con diametro $d_m = 17,5 \text{ [mm]}$ e quattro prigionieri con diametro:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{2 \cdot A_{min}}{\pi}} = 10,6 \quad [mm]$$

cui corrisponde un diametro medio $d_m = 12,5 \text{ [mm]}$.

In realtà, la pressione agente sul fondo testa è inferiore a quella utilizzata nel calcolo di 25 MPA. Tale valore infatti, viene raggiunto nelle camere di combustione, la cui superficie totale è inferiore a quella del fondo testa. Si è preferito comunque trascurare questo dettaglio, poichè aumenta il fattore di sicurezza. In figura 5.27 è mostrato il fondo testa e la relativa posizione dei fori per il fissaggio.

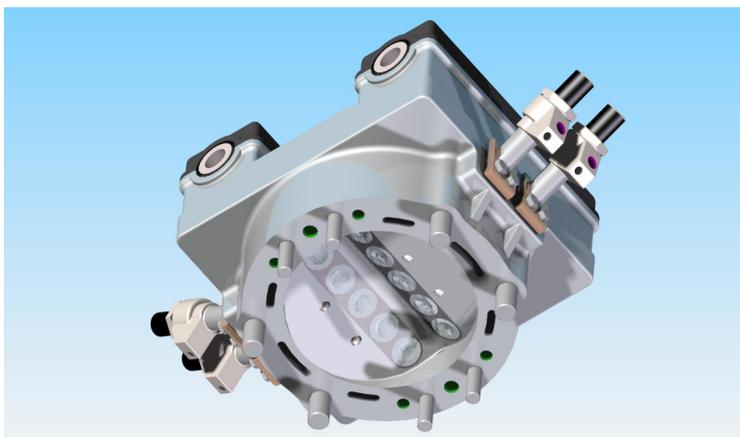


Figura 5.27: Posizione dei fori prigionieri rispetto al piatto fiamma

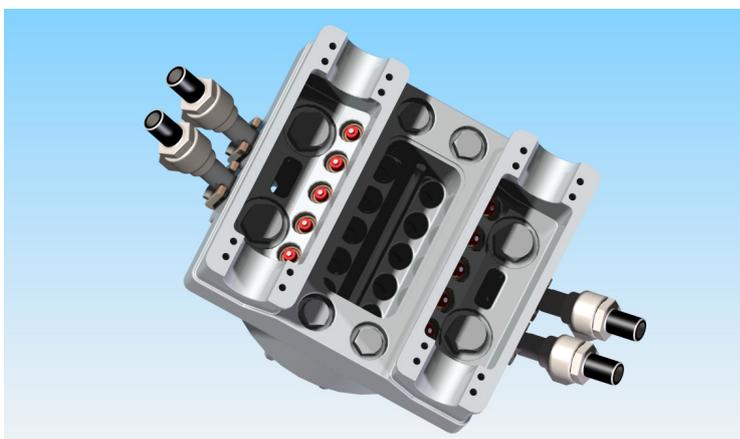


Figura 5.28: Posizionamento dei fori prigionieri sul coperchio

Compatibilmente con lo spazio disponibile ho cercato di posizionare i prigionieri il più vicino possibile al cilindro. In questo modo si limita lo spostamento della testata in mezzera, poichè il momento generato dalle forze di pressione sul fondo testa è più piccolo. In figura 5.28 è invece mostrato il bloccaggio del coperchio sulla testata. I quattro fori prigionieri posti vicino agli iniettori, sono stati praticati all'interno delle sedi degli alberi a camme ed ho previsto per essi un adeguato spazio intorno alla testa delle viti, al fine di consentire all'attrezzo di serraggio di poter operare correttamente. Il diametro degli scavi è stato dedotto dalla norma UNI 6761. Infine, viste le forti tensioni che nascono sulla testata in seguito al serraggio dei prigionieri, sono state create delle "colonne di rinforzo" lungo i fori, in modo tale da irrobustire lì dove è più necessario per la resistenza meccanica. Dette colonne isolano i prigionieri dal contatto con il gasolio di raffreddamento, prevenendo così fenomeni di corrosione.

5.8 Coperchio e condotto di scarico

Per rendere meno complesso il processo di fusione ed offrire la possibilità di ispezionare la parte interna della testata, ho pensato di suddividere quest'ultima in due elementi (figura 5.29):

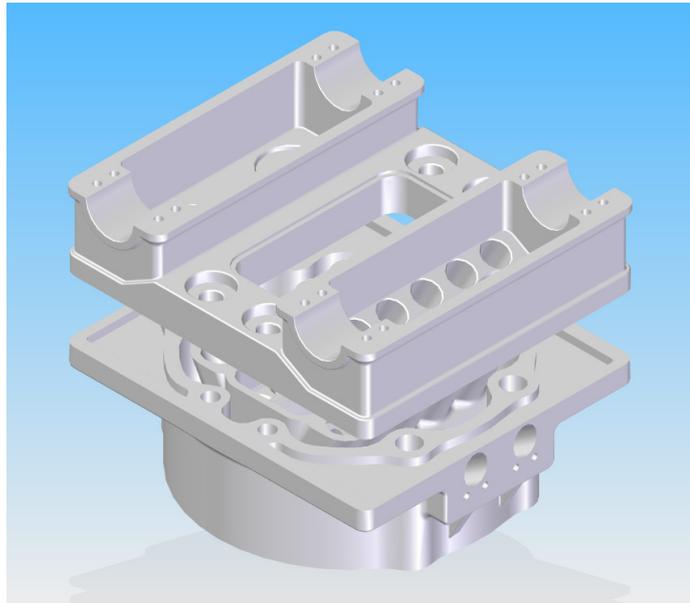


Figura 5.29: Coperchio testata

Il coperchio verrà assemblato alla parte sottostante, tramite le stesse viti prigionieri che bloccano la testata al basamento. Su di esso si innesta il proseguimento del condotto di scarico, che una piastra avvitata collega al rispettivo collettore tramite quattro viti. Il coperchio poi, avrà funzione di sostegno per gli alberi a camme. Quest'ultimi necessitano, di una adeguata lubrificazione per ridurre al minimo gli attriti tra camma-valvola e albero-supporti; Ho perciò realizzato due camere, che verranno chiuse con coperchi allo scopo di non disperdere il gasolio lubrificante e di isolarlo dalle imputità. Nella parte superiore sono presenti otto fori per il serraggio dei prigionieri e quattro per il serraggio della piastra del collettore di scarico, la cui tenuta è comunque garantita da specifici materiali plastici comunemente chiamati "paste". Non è stato affrontato nello specifico il disegno del condotto di scarico poiché vista l'importanza che quest'ultimo riveste nel funzionamento del motore andrà effettuata una dettagliata analisi fluidodinamica, tenendo conto del fatto che non vi sono problemi di sorta per quanto riguarda le emissioni inquinanti in ambito aeronautico.

5.9 Carter e organi di distribuzione

Per azionare le valvole di un motore a scoppio esistono sostanzialmente due modi:

- L'azionamento diretto.
- L'azionamento indiretto.

Il primo modo comporta il contatto fisico tra la camma ed il “bicchierino” posto sopra la valvola. Durante la sua rotazione la camma ha per sua natura una variazione del diametro rispetto all'asse. Questa variazione fa sì che il bicchierino, e quindi la valvola, venga spinta verso il basso, causandone lo spostamento dalla sede. La valvola viene poi riportata nella posizione di chiusura da una molla elicoidale. Si tratta di un sistema molto efficace, che garantisce aperture e chiusure delle valvole estremamente rapide, adatto ad elevate velocità di rotazione e dotato delle più basse perdite per attrito. Per i motori più spinti che superano i 10.000 giri al minuto si usano molle di tipo pneumatiche che non permettono il rimbalzo della valvola sulla sua sede, date le forti velocità in gioco. I motori con questa soluzione di due assi a camme in testa sono chiamati DOHC, ovvero Double Over Head Camshaft (doppio albero a camme in testa), perché questa soluzione prevede che per ogni serie di valvole di aspirazione e per ogni serie di scarico sia necessario un albero a camme. In italiano l'abbreviazione per DOHC è “bialbero”. La soluzione del doppio albero facilita il disegno della testata e consente l'utilizzo di più valvole per cilindro. Il secondo modo di azionamento è di tipo indiretto, ovvero l'asse a camme non è posto sopra il bicchierino, bensì in basso nel basamento del motore e la rotazione delle camme mette in movimento alternativo un'asta che, grazie ad un sistema basculante di un bilanciante, aziona la valvola. Questo sistema apparentemente più complesso comporta alcuni vantaggi, quali la riduzione dei costi dato che con un solo asse a camme si può azionare l'alimentazione di un intero motore a V, e la minore dispersione di potenza. Purtroppo i regimi di rotazione raggiungibili da questa soluzione sono bassi poiché il complesso aste e bilanciante non sopporta rotazioni elevate per l'elevato numero di elementi in movimento. Un secondo tipo di azionamento indiretto delle valvole è l'utilizzo del distributore desmodromico, sistema in forza alla Ducati la quale ne ha fatto il suo marchio di fabbrica. Le considerazioni precedenti e l'elevato regime di rotazione del motore, hanno suggerito l'adozione di una distribuzione di tipo diretto “bialbero”. La configurazione da me progettata, prevede la presenza di un doppio albero con cinque camme per ciascuna diramazione e l'assenza di organi di comando quali aste e bilanciante (figura 5.30).

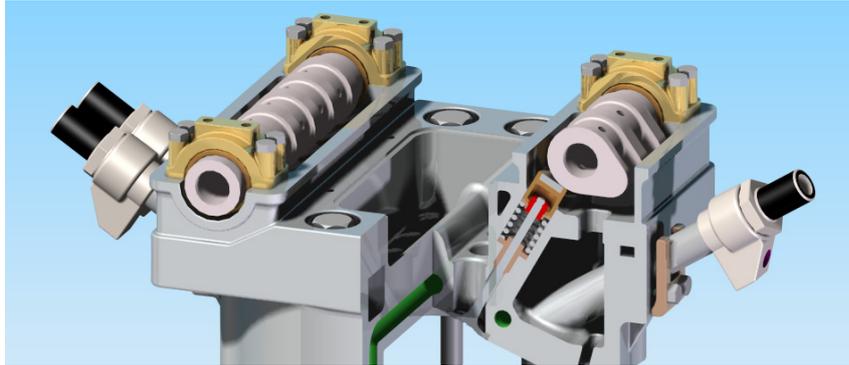


Figura 5.30: Distribuzione testata

Le camme adottate non sono il frutto di uno studio accurato, ma la loro geometria andrà calcolata sulla base di precisi dati derivanti dall'ottimizzazione della fasatura. La definizione dei profili delle camme dipende dalle leggi di alzata scelte per le valvole e dalla dinamica di vibrazione del sistema, che va studiata attentamente per garantire le prestazioni volute e contenere il rumore.

Il carter della distribuzione (figura 5.31) non ha alcuna funzione strutturale, ma solo quella di evitare trafiletti di lubrificante, proteggendolo dalle impurità ed evitando che si disperda nell'ambiente.



Figura 5.31: Carter

Il coperchio è realizzato in polieterechetone, un materiale plastico dotato di basso peso specifico rispetto all'alluminio ($1900 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$), che ha la particolare qualità di deformarsi seguendo le dilatazioni che subisce la testa in seguito al riscaldamento.

Il Fissaggio, avviene per mezzo di 8 viti di collegamento che vincolano i coperchi ai supporti degli alberi a camme.

In figura 5.32 è mostrato lo schema di montaggio dei coperchi:

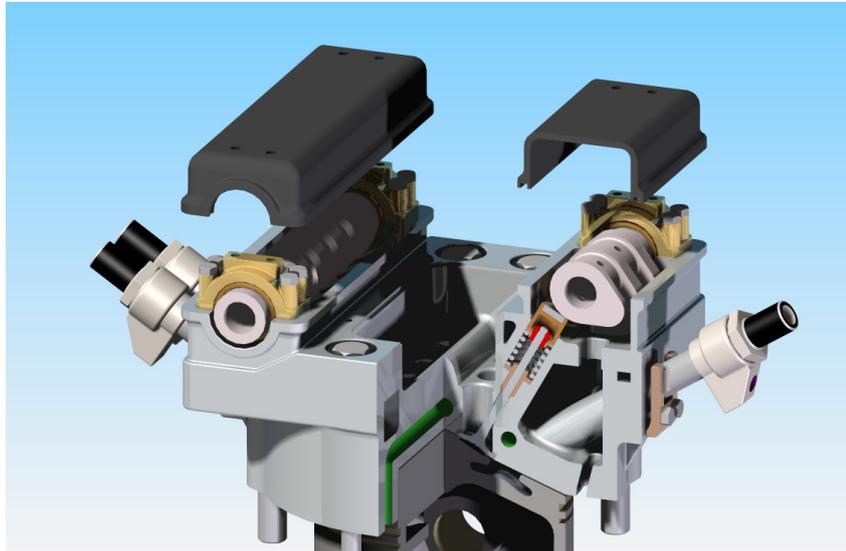
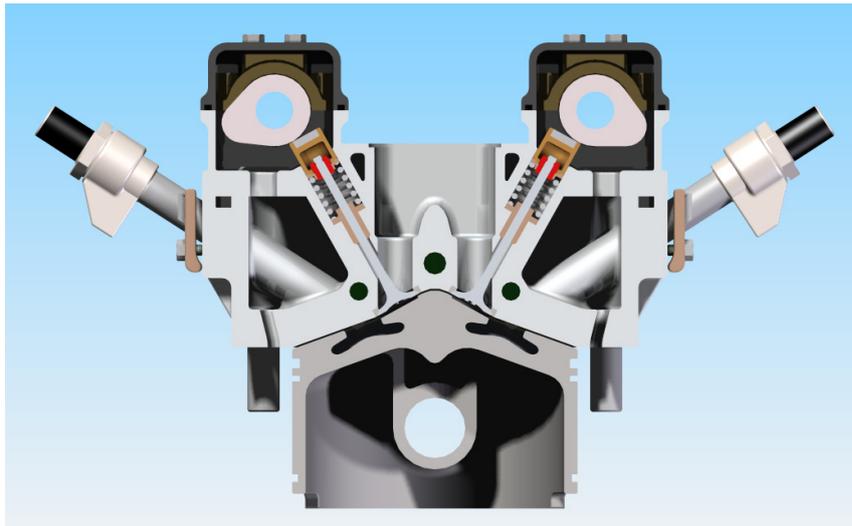
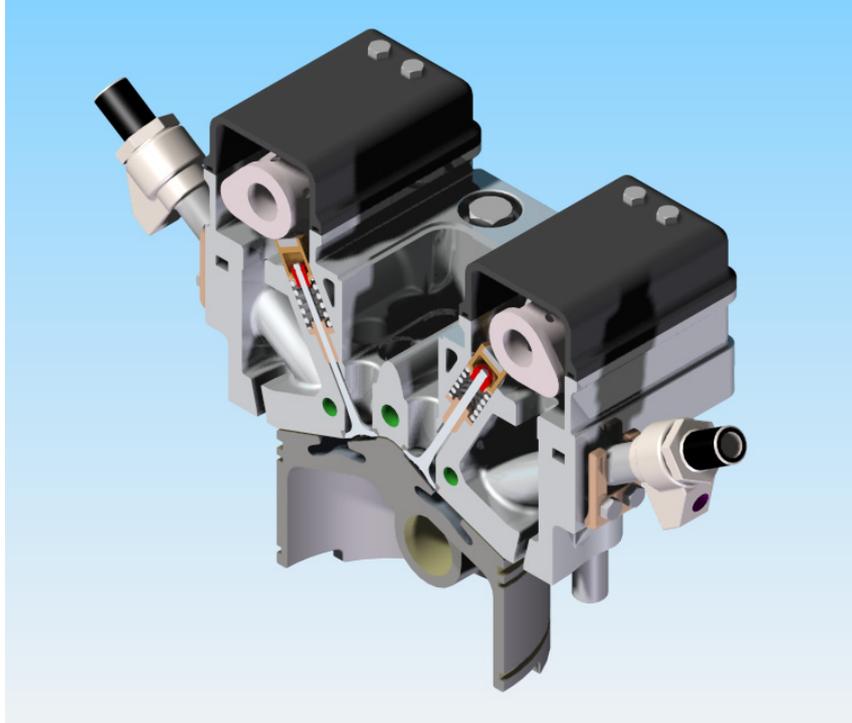


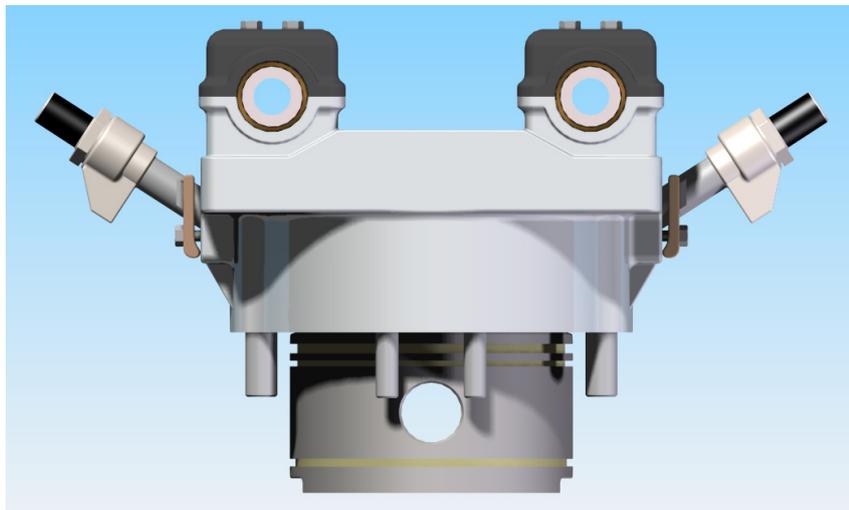
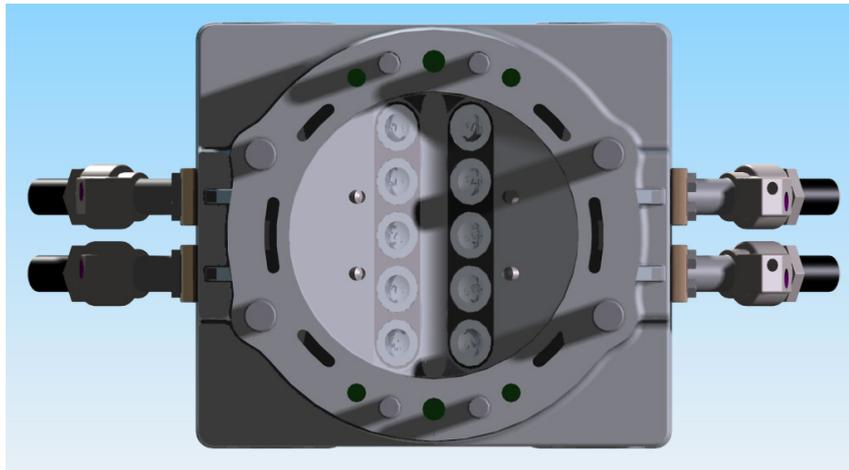
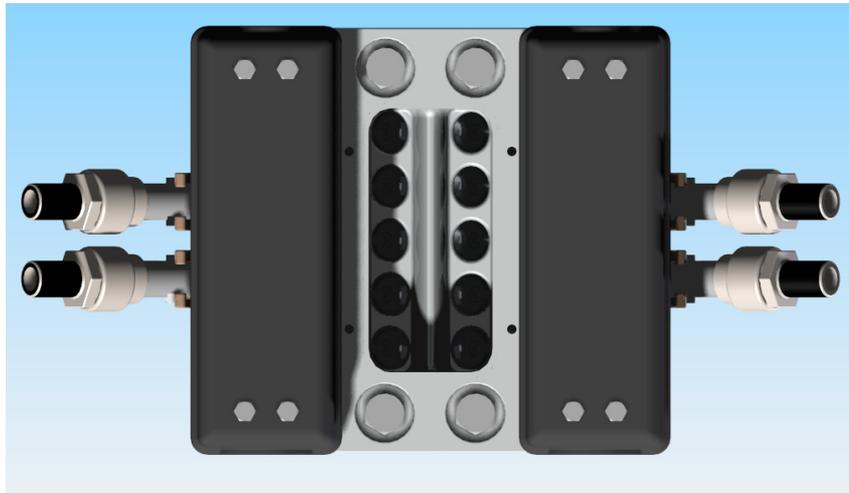
Figura 5.32: Montaggio coperchi

5.10 Disegni di complessivo

Si riportano adesso alcuni disegni rappresentativi del progetto finito.







Capitolo 6

I materiali

6.1 La testata

La scelta del materiale con cui costruire la testata è guidata da due fattori:

1. la complessità geometrica del pezzo;
2. le elevate temperature di funzionamento.

In ambito aeronautico è fondamentale l'utilizzo di materiali che coniughino leggerezza a buona capacità di resistenza alle sollecitazioni. Nell'ottica di una produzione di massa a costi ragionevoli è indispensabile ricorrere a una produzione per fusione e vista la complessità dei canali da ricavare all'interno del blocco e lo spessore limitato delle pareti della camera di combustione in diversi suoi punti è necessario utilizzare un materiale con un'ottima colabilità. Per quanto riguarda le temperature, il materiale lavora in molte zone a creep ed è soggetto a cicli termici con escursioni termiche nell'ordine dei 300 °C. Il materiale deve perciò avere:

- buone proprietà di resistenza a caldo e stabilità a creep;
- alta conducibilità termica, per favorire una distribuzione uniforme di temperatura;
- bassa porosità;
- grande duttilità ed elasticità agli shock termici.

Nei motori a cui è richiesta una particolare robustezza si utilizza principalmente la ghisa, mentre per l'autotrazione l'alluminio è il materiale più diffuso. Questa scelta è legata al fatto che le leghe di alluminio sono particolarmente sensibili alle onde di

pressione indotte dalla detonazione, che sollecitano il materiale a taglio in direzione opposta alle tensioni dovute al campo termico.

L'alluminio viene normalmente usato in sostituzione della ghisa o dell'acciaio, in virtù del suo minor peso specifico e un'ottima resistenza alla corrosione. Altra caratteristica fondamentale, è la capacità di condurre al meglio il calore rispetto alle leghe ferro-carbonio (ghisa e acciaio). Presenta una scarsa resistenza meccanica alle sollecitazioni ed ha bassa durezza, per questo motivo normalmente si presenta legato ad altri elementi che ne aumentano le proprietà meccaniche tra i quali:

- **Silicio:** fino al valore eutettico, migliora la colabilità, riduce la fragilità di ritiro e permette di ottenere getti compatti; non riduce in modo sensibile la resistenza alla corrosione, ma peggiora la lavorabilità all'utensile;
- **Magnesio:** aumenta il carico di rottura e la durezza, mantiene buona la lavorabilità all'utensile; migliora la resistenza alla corrosione e la lucidabilità; riduce invece la colabilità e aumenta la fragilità al ritiro; perciò getti in leghe al magnesio possono presentare incrinature che diventano sempre più frequenti all'aumentare del quantitativo di questo elemento nella lega.
- **Manganese:** aumenta la resistenza meccanica e alla corrosione.
- **Rame:** aumenta il carico di rottura, la durezza e la resistenza meccanica a caldo. Inoltre migliora la lavorabilità all'utensile. Per contro, riduce notevolmente la resistenza alla corrosione, anche se presente in piccole quantità.
- **Zinco:** soprattutto se associato al magnesio, migliora la resistenza meccanica, la plasticità e la lavorabilità all'utensile; peggiora invece la resistenza alla corrosione e induce fragilità a caldo.

Le leghe maggiormente utilizzate per la realizzazione di testate in ambito aeronautico sono:

- **leghe Al-Cu:** La percentuale di rame può variare da un minimo dei 2% fino ad un massimo del 12%, possono essere presenti altri elementi di alligazione, e in particolare magnesio, ferro e silicio. Le leghe a maggiore percentuale di rame presentano una buona resistenza alle alte temperature, sono facilmente lavorabili dall'utensile, ma hanno una certa difficoltà di fusione e una relativa fragilità. Quelle a basso contenuto di rame, al contrario possiedono una elevata fluidità con la conseguente possibilità di riempire anche getti dalla geometria

complessa. Inoltre evidenziano buone caratteristiche meccaniche. Questo tipo di leghe viene di norma sottoposto ad un trattamento di ricottura, tempra ed invecchiamento. E' interessante osservare che, contrariamente a quanto avviene per gli acciai, alcune leghe di Al-Cu una volta temprate non presentano caratteristiche di resistenza migliori rispetto ad un materiale in equilibrio strutturale e cioè ricotto. Dopo la tempra, la lega si trova in condizioni instabili, subendo così il cosiddetto fenomeno dell'invecchiamento, il quale può essere artificialmente indotto con riscaldamento a 100, 200 °C, oppure fatto avvenire naturalmente a temperatura ambiente. L'invecchiamento è inizialmente accompagnato da alterazioni reticolari, seguite da una riprecipitazione critica dei correttivi soluti, infine tali particelle iniziano una vera e propria coalescenza, per cui le caratteristiche di resistenza meccanica diminuiscono fino a riportarsi a quelle del materiale allo stato ricotto.

- **leghe Al-Mg:** A tale categoria appartengono le leghe con una percentuale del magnesio variabile dal 2 al 12%, e contenenti manganese e silicio come additivi secondari. Queste leghe possiedono, in generale, spiccate caratteristiche meccaniche unite ad una buona resistenza alla corrosione e una elevata lavorabilità. Diminuendo il tenore di magnesio la resistenza si riduce, ma aumentano la duttilità e la colabilità.
- **leghe Al-Si:** Esistono attualmente diverse centinaia di leghe a base di alluminio, circa la metà di queste hanno come principale elemento di alligazione il silicio; se si fa riferimento alla quantità di materiale prodotto utilizzando questo tipo di leghe tale percentuale raggiunge il 90%. Il loro successo è principalmente dovuto alla contemporanea presenza di ottime proprietà fisiche e meccaniche abbinate ad una elevata colabilità.

La scelta della lega di alluminio da impiegare dipende poi dal tipo di processo fusorio che si vuole impiegare. Attualmente la gran parte dei propulsori sono realizzati con la tecnica della pressofusione. Quest'ultimo è un processo di fusione che prevede la realizzazione di una conchiglia (o guscio) costruita in acciaio al tungsteno/cromo, nella quale viene colato il materiale. Questa tecnica permette un elevato numero di fusioni e consente il riutilizzo della conchiglia. Le anime di solito sono in metallo o in un conglomerato di sabbia cotta. Nel processo di pressofusione è molto importante, per ottenere dei buoni risultati, la colabilità della lega. A tal scopo viene normalmente aggiunto del silicio alla lega di Alluminio (figura 6.1).

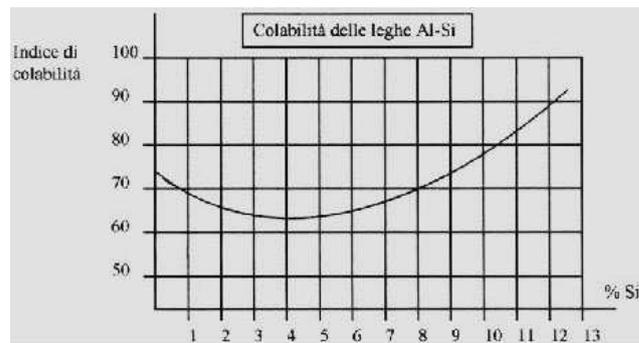


Figura 6.1: Colabilità lega Al-Si

Il metallo viene colato nel guscio molto velocemente evitando così fenomeni di solidificazione precoce, inoltre la fase di solidificazione avviene sotto pressione dando luogo ad un getto di ottimo aspetto, entro limiti di tolleranza assai ristretti (da 0,1 fino a 0,4%).

Generalmente le leghe di Al-Si impiegate per realizzare testate o basamenti sono l'AlSi8 e l'AlSi12 sigle con cui si indicano le leghe di alluminio con tenore di silicio rispettivamente dell'8% e del 12%.

In alternativa alla pressofusione si utilizza la fusione in sabbia (o in terra). Questo processo prevede la realizzazione di uno stampo, in sabbia agglutinata, nel quale viene colato il materiale. In questo caso le qualità di colabilità della lega sono meno importanti, per cui si possono utilizzare leghe con tenori di silicio inferiori. Dopo aver effettuato la fusione del materiale, il pezzo viene separato dallo stampo attraverso la rottura di quest'ultimo che quindi non è più riutilizzabile. Una possibile scelta sulla lega di alluminio da utilizzare per la fusione della testa in sabbia, ricade tra un AlSi3 e un AlSi7. Osserviamo che in generale non conviene impiegare una lega con tenore di silicio troppo basso, poiché ciò potrebbe portare alla formazione di cricche (figura 7.2).

Solitamente la formatura avviene per fusione in sabbia, quando si hanno prototipi o particolari esigenze di resistenza meccanica oppure in conchiglia, per una produzione di massa precisa ed economica. Nel caso di formatura in sabbia è necessario ricostruire anime e forma per ogni pezzo prodotto. Questo aspetto è ideale per i motori sportivi, che vengono continuamente sviluppati e modificati. La formatura in sabbia per l'alluminio consente anche un doppio trattamento termico: un controllato raffreddamento all'interno della forma e un invecchiamento in forno, utile a ridurre le tensioni interne e migliorare le proprietà meccaniche. Una particolare proprietà della colata in sabbia è quella di poter evacuare in maniera ottimale i gas in seno

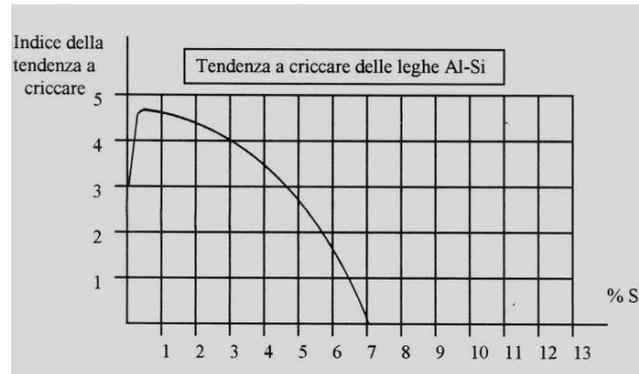


Figura 6.2: Tendenza a criccare delle leghe di lega Al-Si

al metallo fuso, in particolare l'idrogeno, migliorando sensibilmente la resistenza a trazione e a fatica. Una variante di questo procedimento è la formatura a bassa pressione, ovvero il mantenimento durante il raffreddamento di una pressione di 0.1-0.5 bar, che consente una struttura più fine, meno porosa e con una migliore precisione dimensionale. Per quanto riguarda la fusione in conchiglia, con cui sono prodotte il 90% delle testate in Europa, i vantaggi sono:

- maggiore economicità;
- possibilità di raffreddamenti differenziati nelle diverse zone del componente;
- uso della stessa conchiglia per numerosi pezzi;
- maggiore precisione dimensionale (considerata nota l'usura della conchiglia);
- buona finitura superficiale;
- struttura a grano fine e bassa porosità.

Le principali differenze fra le due tecniche sono quindi riassumibili in:

- raffreddamento migliore della lega nei processi di pressofusione e quindi una solidificazione più veloce, con la formazione di grani che risultano più fini; proprietà meccaniche sicuramente migliori per getti realizzati in pressofusione rispetto a quelli in sabbia.
- Tolleranze e finiture superficiali ottenibili con la pressofusione migliori rispetto a quelle ottenibili con la fusione in sabbia.
- Riutilizzo della conchiglia al contrario di quanto accade nella fusione in sabbia.

- maggiore economicità della pressofusione per produzioni di grossi volumi di getti.

A titolo d'esempio riporto i dati caratteristici delle leghe di Alluminio più utilizzate:

GD-AlSi10 (A360 T5)	
Composizione teorica	Al-Si 10% Fe 0,6% Mg 0,30% Mn 0,5%
T. di solubilizzazione e tempra	530 - 550 °C
Durata in ore	10 - 20
T. di invecchiamento superficiale	150 - 160 °C
Durata in ore	4 - 8
Durezza HB	85 - 115
Tensione a rottura a trazione	300 MPa
Tensione di snerv. a trazione	250 Mpa
Tensione a rottura a compressione	300 MPa
Tensione di snerv. a compressione	250 MPa
Allungamento % dopo rottura	1-3%
Modulo di elasticità	71.000 MPa
Temperatura di fusione	596 °C (1100°F)
Temperatura di solidificazione	557 °C (1030 °F)
Coeff. di espansione	0,00022 1/°C
Rapporto di Poisson	0,33
Densità di massa	2,68 x 10 ⁻⁶ Kg/mm ³
Resistività elettrica	5,7 e -006 Ohm - cm
Conducibilità termica	0,114 W/mm·°C
Calore specifico	875,0 J/kg·°C
Rm	240 - 320 N/mm ²
Rp (0,2)	210 - 280 N/mm ²

Figura 6.3: Caratteristiche tecniche lega GD-AlSi10 (A360 T5)

GD-AlSi9	
Composizione teorica	Al-Si 9% Ti 0,15% Mg 0,30% Mn 0,5%
T. di solubilizzazione e tempra	530 - 550 °C
Durata in ore	10 - 20
T. di invecchiamento superficiale	150 - 160 °C
Durata in ore	4 - 8
Durezza HB	65 - 80
Tensione a rottura a trazione	200 MPa
Tensione di snerv. a trazione	130 Mpa
Tensione a rottura a compressione	200 MPa
Tensione di snerv. a compressione	130 MPa
Allungamento % dopo rottura	1-3%
Modulo di elasticità	70.000 MPa
Temperatura di fusione	649 °C (1100°F)
Temperatura di solidificazione	507 °C (1030 °F)
Coeff. di dilatazione termica	1,7 x 10 ⁻⁵ 1/°C
Rapporto di Poisson	0,33
Densità di massa	2,77 x 10 ⁻⁶ Kg/mm ³
Resistività elettrica	6,8 e -006 Ohm - cm
Conducibilità termica	0,114 W/mm·°C
Calore specifico	875,0 J/kg·°C
Rm	185 - 205 N/mm ²
Rp (0,2)	100 - 135 N/mm ²

Figura 6.4: Caratteristiche tecniche lega GD-AlSi9

L'utilizzo di questa lega trova largo impiego nei processi di pressofusione specie nella realizzazione di basamenti e testate per uso automobilistico e/o motociclistico.

Le leghe Gs-AlSi5 (A355-T6) e Gs-AlSi7 vengono invece utilizzate per la fusione in sabbia.

Le caratteristiche termo-meccaniche sono riassunte nelle successive tabelle:

Gs-AlSi7 (A356-T6)	
Composizione teorica	Al-Si 7% Mg 0,30%
T. di solubilizzazione e tempra	535 - 541 °C
Durata in ore	12
T. di invecchiamento superficiale	152 - 157 °C
Durata in ore	2 - 5
Durezza HB	55 - 90
Tensione a rottura a trazione	230 MPa
Tensione di snerv. a trazione	165 Mpa
Tensione a rottura a compressione	230 MPa
Tensione di snerv. a compressione	165 MPa
Allungamento % dopo rottura	Min 3% in 50 mm
Modulo di elasticità	72400 MPa
Temperatura di fusione	613 °C
Temperatura di solidificazione	557 °C (1030 °F)
Coeff. di dilatazione termica	2,35 x 10 ⁻⁵ 1/°C
Rapporto di Poisson	0,33
Densità di massa	2,68 x 10 ⁻⁶ Kg/mm ³
Resistività elettrica	4,4 e -006 Ohm - cm
Conducibilità termica	0,151 W/mm·°C
Calore specifico	875,0 J/kg·°C
Rm	207 - 235 N/mm ²
Rp (0,2)	138 - 168 N/mm ²

Figura 6.5: Caratteristiche tecniche lega Gs-AlSi5 (A355 T6)

Gs-AlSi5 (A355 T6)	
Composizione teorica	Al-Si 5% Cu 1% Mg 0,40% Mn 0,3%
T. di solubilizzazione e tempra	521 - 527 °C
Durata in ore	12
T. di invecchiamento superficiale	149 - 157 °C
Durata in ore	3 - 5
Durezza HB	70 - 105
Tensione a rottura a trazione	240 MPa
Tensione di snerv. a trazione	175 Mpa
Tensione a rottura a compressione	240 MPa
Tensione di snerv. a compressione	175 MPa
Allungamento % dopo rottura	Min 2% in 50 mm
Modulo di elasticità	70.300 MPa
Temperatura di fusione	621 °C
Temperatura di solidificazione	546 °C (1030 °F)
Coeff. di dilatazione termica	2,35 x 10 ⁻⁵ 1/°C
Rapporto di Poisson	0,33
Densità di massa	2,71 x 10 ⁻⁶ Kg/mm ³
Resistività elettrica	4,8 e -006 Ohm - cm
Conducibilità termica	0,14 W/mm·°C
Calore specifico	875,0 J/kg·°C
Rm	221 - 250 N/mm ²
Rp (0,2)	138 - 180 N/mm ²

Figura 6.6: Caratteristiche tecniche lega Gs-AlSi7 (A356 T6)

Tali proprietà sono state rilevate ad una temperatura ambiente di 20°.

6.2 Le valvole

Il materiale più comune per la realizzazione delle valvole è l'acciaio. Negli ultimi anni però il titanio ha avuto uno sviluppo costante, soprattutto nel campo delle competizioni ed oggi è spesso utilizzato in sostituzione dell'acciaio. Le leghe di titanio sono infatti caratterizzate da un rapporto prestazioni/peso particolarmente favorevole e superiore a quello dei comuni acciai. L'impiego del titanio nella costruzione delle valvole consente una riduzione del peso di queste ultime, abbassando la massa inerziale della distribuzione; valvole più leggere permettono un controllo più preciso del loro movimento e consentono quindi di ottimizzare il sincronismo e la durata di apertura/chiusura dei cicli. Inoltre, la resistenza a trazione del titanio è vicina a quella di un acciaio di impiego strutturale, pur avendo una densità inferiore di circa il 40%. Nei confronti delle normali leghe leggere (alluminio e magnesio) ha un peso superiore ma risulta nettamente più resistente. Le leghe di titanio presentano un elevato limite a fatica (tipico degli acciai ma non di alluminio e magnesio), fattore cruciale nella progettazione di componenti soggetti a carichi ciclici come gli organi di distribuzione dei motori endotermici. Un'altra importante caratteristica è la buona duttilità (quindi un elevato allungamento a rottura, circa tre volte superiore a quello di alluminio e acciaio) che soprattutto nel titanio puro previene da improvvise rotture di tipo fragile oltre a permettere una buona lavorabilità. Tra le peculiarità del titanio anche l'elevata temperatura di fusione (1678°C), l'elevata inerzia termica ed elettrica dovute alla basse conducibilità, l'ottima resistenza allo scorrimento viscoso (creep), la scarsissima tendenza a corrosione e tensocorrosione (paragonabile ad un ottimo acciaio inox), che rende praticamente inutili l'utilizzo di rivestimenti o verniciature di protezione da agenti atmosferici. Si deve però sottolineare una peggiore rigidità del titanio rispetto all'acciaio, (caratterizzati da moduli elastici rispettivamente di 105 GPa e 210 GPa), che risulta comunque superiore ad alluminio e magnesio (70 e 45 GPa circa). Tra i principali limiti del titanio vi sono:

- l'elevata reattività a caldo (che ne rende estremamente critica la saldatura).
- la scarsa resistenza ad usura da strisciamento.
- Costo superiore a quello dell'acciaio.

Quest'ultima considerazione riveste particolare rilevanza in ogni progettazione, ma tenendo conto del target verso cui è indirizzato il velivolo, il fattore economico non è certo il più importante da tenere in considerazione. Le parti della valvola più sollecitate sono lo stelo e il fungo; lo stelo striscia continuamente nella guida-valvola

lavorando quindi in condizioni estremamente gravose. Per tale motivo, il materiale con cui è realizzato deve possedere un'elevata durezza e resistenza. Il fungo, è soggetto a forti urti causati dal contatto valvola-anello di battuta e si trova a lavorare con temperature e pressioni piuttosto elevate, dettate dalla camera di combustione. Tutti questi aspetti rendono l'utilizzo del titanio nella costruzione delle valvole, particolarmente indicato. La lega di titanio più utilizzata in ambito motoristico è la Ti-6Al-4V, le cui caratteristiche sono riassunte nella successiva tabella.

Ti-6Al-4V	
Composition	C<0,08% Fe <0,25% N ₂ <0,05% O ₂ <0,2% Al 5,5-6,7% V 3.5 - 4.5% H ₂ (sheet) <0,015% H ₂ (bar) <0,0125% H ₂ (billet) <0,01%
Density	4,42 g/cm ³
Melting Range ± 15 °C	1649 °C
Specific Heat	560 J/Kg°C
Volume electrical resistivity	170 ohm-cm
Thermal Conductivity	7,2 W/mk
Mean Thermal Exp. Coeff. 0-100°C/°C	8.6x10 ⁻⁶
Mean Thermal Exp.Coeff.0-300°C/°C	9.2x10 ⁻⁶
Beta Transus ±15°C	999 °C
Tensile Strength	897 MPa (minimal) 1000 Mpa (typical)
0.2% Pro ⁰ F Stress	828 MPa (minimal) 910 Mpa (typical)
Elongation Over 2 Inches %	10 (minimal) 18 (typical)
Reduction in Area %	20
Elastic Modulus	114 GPa
Hardness	36 Rockwell
Specified Bend Radius	4,5 (<0.070in x Thickness)
Specified Bend Radius	5 (>0.070in x Thickness)
Welded Bend Radius x Thickness	6
Charpy, V-Notch Impact J	24

Figura 6.7: Caratteristiche tecniche Ti-6Al-4V

Qualora le condizioni di lavoro delle valvole fossero particolarmente gravose si può in alternativa utilizzare la lega di titanio TIMETAL 834 rinforzata con particelle di TiB attraverso un particolare processo di produzione di metallurgia delle polveri. La produzione di queste valvole utilizza il processo BE (elementi miscelati) in cui polveri di TiH_2 e di TiB_2 sono miscelate con polveri di lega madre (TIMETAL 834) e poi compattate; in seguito viene effettuata una fase di sinterizzazione in condizioni di vuoto a 1300°C, in cui vengono generate le particelle di TiB. Quindi, usando un processo di estrusione a caldo (1200°C), viene generato lo stelo della valvola che successivamente viene forgiata. Le valvole bianche vengono trattate termicamente e a processo finito, ossidate, per migliorarne la resistenza all'usura abrasiva. I vantaggi del rinforzo con particelle di TiB sono un aumento delle proprietà meccaniche sia a temperatura ambiente che ad alte temperature, con un incremento del modulo di Young fino a 150 GPa.

Per concludere tutta questa trattazione, si aggiunge che le valvole in titanio possono essere realizzate come le convenzionali valvole di acciaio, nelle quali la testa è forgiata a caldo, lo stelo è attaccato con un processo di saldatura per frizione. Una differenza

Ti-6Al-4V	
Composition	H ₂ <0,015% Fe <0,05% N ₂ <0,03% O ₂ <0,15% C [0,04-0,08%] Al [5,5-6,1%] Si [0,2-0,6%] Mo [0,25- 0,75%] Sn [3-5%] Zr [3-5%] Nb [0,5-1%] Others <0,15%
Density	4,55 g/cm ³
Mean Thermal Exp. Coeff. 20-100°C/°C	10,6x10 ⁻⁶
Mean Thermal Exp. Coeff. 20-400°C/°C	10,9x10 ⁻⁶
Mean Thermal Exp. Coeff. 20-600°C/°C	11,0x10 ⁻⁶
Beta Transus ±15°C	1045 °C
Tensile Strength	1030 Mpa (typical)
0.2% Proof Stress	910 Mpa (typical)
Elongation On 5D %	6 (typical)
Reduction in Area %	15
Elastic Modulus	120 GPa

Figura 6.8: Caratteristiche tecniche TIMETAL 834

può essere nel tipo e nel metodo di applicazione della superficie protettiva sullo stelo: lo stelo delle valvole in acciaio è indurito con trattamento termico e vi è applicato un duro rivestimento di cromo; nel caso delle valvole in titanio per lo stelo è frequentemente usato un coating di molibdeno flamesprayed.

6.3 Il pistone

Il pistone è sollecitato da carichi strutturali e termici molto importanti con pressioni in camera di combustione di 250 Bar e temperature dell'ordine di 300 °C. Questi carichi richiedono l'utilizzo di materiali con elevate proprietà di resistenza. In questo senso un ottimo materiale è rappresentato dalla lega di alluminio denominata Aluminium 7050-T7651. Si tratta di una lega molto utilizzata in ambito aerospaziale poichè abbina un'elevata resistenza alla leggerezza. La serie 7xxx delle leghe di alluminio è (insieme alla serie 2xxx) quella con la più alta resistenza meccanica. La tensione di snervamento a trazione risulta pari a 490 MPa (circa 71000 psi per il sistema inglese) mentre la tensione di rottura è di 552 MPa. Presenta un'elongazione a rottura dell'11% ed ha un punto di fusione pari a 629 °C con durezza Brinell pari a 147 (calcolata con una sfera da 10 mm di diametro e una forza di 5000 N). La lega 7050-T7651 è utilizzata ove si desideri il miglior compromesso tra resistenza meccanica, resistenza alla corrosione e durezza.

Capitolo 7

Verifica Termostrutturale

7.1 Metodo degli elementi finiti

Fino a poco tempo fa un progettista meccanico, nel dimensionamento di un componente, aveva a disposizione il solo supporto delle teorie della meccanica classica, cui fare riferimento ogni qualvolta la geometria e le condizioni di carico lo permettevano. Ovviamente, un impiego pienamente corretto di tali teorie risulta possibile solo in casi di geometrie semplici, mentre per i casi più complessi si devono introdurre coefficienti correttivi di tipo più o meno empirico, e soprattutto si deve ammettere un certo margine di errore sul risultato desiderato, peraltro difficilmente quantificabile. L'esperienza e l'intuizione del progettista, risultava avere un peso enorme e una delle doti principali doveva essere la capacità di individuare analogie tra casi particolari complessi e categorie generali semplici. Oltre a ciò, quando anche si fosse individuata una procedura analitica per quantificare un risultato, spesso ci si scontrava con insormontabili difficoltà matematiche, che rendevano praticamente insolubile il problema. Questo stato di cose è stato letteralmente rivoluzionato dall'avvento dei software per il calcolo agli elementi finiti.

Il metodo dell'analisi degli elementi finiti (finite elements analysis, FEA), è una tecnica numerica di analisi ingegneristica utilizzata per simulare il comportamento di strutture complesse per le quali non esiste una soluzione esatta. Il metodo nasce dalla necessità di approssimare le equazioni differenziali che governano lo stato di un sistema continuo, con un sistema di equazioni algebriche in un numero finito di incognite, trasformando il problema da differenziale ad algebrico. Inizialmente limitati dalle scarse prestazioni degli elaboratori e dal loro alto costo, negli ultimi dieci anni la diffusione di questi programmi è avanzata a macchia d'olio, parallelamente all'incremento della potenza di calcolo delle macchine. Vengono così superati tutti i

problemi visti sopra, in quanto si dispone di uno strumento che permette di valutare le tensioni e le deformazioni in strutture complesse semplicemente fornendone il disegno all'elaboratore e schematizzando le condizioni di carico. E' evidente l'enorme vantaggio in termini di tempi e costi, anche se sarebbe un errore pensare che questi programmi possano sostituire il lavoro del progettista. Infatti, per quanto siano oggi evoluti e perfezionati, essi non forniscono la soluzione esatta del problema, ma solo una sua, spesso valida, approssimazione, che deve essere valutata ed interpretata in modo critico. Il processo crea un modello matematico di un oggetto fisico e in questo modello genera i piccoli componenti di forma regolare chiamati "elementi". Quindi, la discretizzazione del continuo è il primo passo e consiste nel suddividerlo in sottodomini, detti appunto elementi finiti, e di scegliere dei punti di contatto (nodi) tra elementi contigui o all'interno degli elementi stessi. La rete generata dai nodi e dagli elementi viene definita "maglia" e si ottiene attraverso il cosiddetto processo di magliatura. L'analisi agli elementi finiti calcola la risposta dei nodi agli effetti dei carichi e dei vincoli applicata alla struttura. Nell'analisi delle sollecitazioni, questo risultato è lo spostamento nodale. I valori secondari, quali possono essere gli sforzi, le reazioni e le forze, sono tutti calcolati dai risultati principali.

7.2 Descrizione generale del metodo

Il metodo degli elementi finiti, è applicabile ad una vasta serie di problemi ingegneristici, che si possono dividere sinteticamente in:

- problemi stazionari per l'analisi delle tensioni;
- problemi agli autovalori per lo studio della stabilità e delle vibrazioni;
- problemi di propagazione per l'analisi sismica e dinamica.

Relativamente alla meccanica del solido, esistono tre tipi di approccio: il metodo degli spostamenti, il metodo delle forze e il metodo misto. Di seguito ci si limita a descrivere il metodo degli spostamenti applicato all'analisi strutturale per problemi stazionari elastici. Si sostituisce a una struttura continua un modello discontinuo e discreto, detto *mesh*, di elementi di forma semplice, detti *elementi finiti*, connessi tra loro in punti chiamati *nodi*, e si ipotizza che gli spostamenti di un punto interno ad un elemento siano funzioni degli spostamenti nodali tramite opportune funzioni del punto dette *funzioni di spostamento*. Ogni nodo è caratterizzato da un certo numero di spostamenti generalizzati detti *gradi di libertà* (gdl).

Il numero di gradi di libertà di ciascun nodo e il numero di nodi caratterizzano il comportamento dell'elemento. Dopo la discretizzazione, il problema stazionario elastico, la cui esatta formulazione conduce a sistemi di equazioni differenziali alle derivate parziali, è riconducibile in via approssimata alla soluzione di un sistema di numerose equazioni lineari di tipo algebrico. Per ricavare le distribuzioni di tensione e le deformazioni in un corpo elastico continuo bisogna innanzitutto esaminare lo stato di carico e di vincolo della struttura. Dopo la definizione del tipo di struttura, si procede nel seguente modo:

1. il continuo deve essere sostituito da un numero finito di elementi interconnessi in un numero finito di nodi, detto *mesh*;
2. gli spostamenti dei punti nodali $\{\Delta\}^l$ sono i parametri incogniti (metodo degli spostamenti);
3. viene utilizzata una serie di funzioni, dette “funzioni di spostamento”, per definire univocamente gli spostamenti dei punti interni in funzione degli spostamenti nodali;
4. si determina per ogni elemento un vettore di forze concentrate sui nodi, in equilibrio con le tensioni sui bordi che verifica l'equazione:

$$\{F\}^l = [K]^l \cdot \{\Delta\}^l$$

essendo $[K]^l$ la *Matrice di rigidezza* dell'elemento;

5. si assemblano le matrici di rigidezza di tutti gli elementi in una matrice di rigidezza della struttura;

Si ottiene così un sistema di equazioni lineari, dove i termini noti sono le forze, le incognite sono gli spostamenti nodali e i loro coefficienti sono gli elementi della matrice di rigidezza globale. La risoluzione del sistema permette di trovare gli spostamenti nodali. Differenziando gli spostamenti si ottengono le deformazioni interne agli elementi, impiegando la *legge di Hooke* si ricavano le tensioni e si completa in tal modo l'analisi strutturale del continuo. Questo procedimento viene effettuato direttamente dal post-processore, una volta ricevuti i dati utili in ingresso. Un altro aspetto fondamentale è la scelta del tipo di elemento più adatto ad approssimare la struttura in esame; è disponibile una libreria di elementi di forma e proprietà diverse che permettono di ricalcare quanto più possibile sia la forma geometrica che le proprietà elastiche, meccaniche, inerziali della struttura.

Esistono elementi piani (triangoli, rettangoli, quadrilateri) ed elementi tridimensionali (tetraedi, esaedri, prismi). Ad ogni elemento vengono associate determinate caratteristiche matematiche e dinamiche, e una *funzione di interpolazione o di forma* che ne definisca le deformazioni a prescindere dalla struttura cui è vincolato. E' evidente che gli elementi finiti di dimensioni ridotte approssimano il continuo con maggiore precisione rispetto ad elementi di dimensioni elevate, ricavando soluzioni più accurate. E' opportuno quindi "infiltrare" la mesh laddove a buon senso ci si aspetta di trovare dei picchi di tensione o delle deformazioni rilevanti.

I vincoli e i carichi, come già specificato, vengono applicati ai nodi di superficie, e deformano gli elementi esterni in maniera nota attraverso le funzioni di forma. A causa di ciò, i nodi esterni subiscono degli spostamenti che interessano gradualmente tutti i nodi interni e trasmettono la deformazione a tutti gli elementi del volume. Si ricava in tal modo la deformata globale del sistema e attraverso il legame lineare *tensioni-deformazioni* si definisce il suo stato tensionale. L'output elaborato è disponibile sia in forma numerica che grafica, attraverso immagini di immediata comprensione dello stato del componente esaminato.

Il processo dell'analisi agli elementi finiti si può dunque riassumere nelle seguenti fasi:

- discretizzazione del corpo, cioè scelta di elementi tra loro connessi nei punti nodali;
- determinazione delle matrici di rigidezza degli elementi e dei vari vettori delle forze nodali;
- assemblaggio delle matrici di rigidezza degli elementi e dei vari vettori delle forze nodali per l'intero sistema di elementi e nodi;
- introduzione delle condizioni al contorno;
- soluzione delle equazioni del sistema risultante;
- calcolo delle deformazioni e degli sforzi in base agli spostamenti nodali.

7.3 Materiale adottato per lo studio FEM

Una delle caratteristiche fondamentali richieste ai componenti meccanici destinati all'uso aeronautico è la leggerezza e per questa ragione l'alluminio è un materiale largamente utilizzato nella realizzazione di componenti per aeromobili. Si è pensato quindi di realizzare la testata con una delle più comuni leghe di alluminio in commercio ovvero la GD- AlSi9 , le cui caratteristiche meccaniche sono riassunte nella successiva tabella:

GD-AlSi9	
Composizione teorica	Al-Si 9% Ti 0,15% Mg 0,30% Mn 0,5%
T. di solubilizzazione e tempra	530 - 550 °C
Durata in ore	10 - 20
T. di invecchiamento superficiale	150 - 160 °C
Durata in ore	4 - 8
Durezza HB	65 - 80
Tensione a rottura a trazione	200 MPa
Tensione di snerv. a trazione	130 Mpa
Tensione a rottura a compressione	200 MPa
Tensione di snerv. a compressione	130 MPa
Allungamento % dopo rottura	1-3%
Modulo di elasticità	70.000 MPa
Temperatura di fusione	649 °C (1100°F)
Temperatura di solidificazione	507 °C (1030 °F)
Coeff. di dilatazione termica	$1,7 \times 10^{-5}$ 1/°C
Rapporto di Poisson	0,33
Densità di massa	$2,77 \times 10^{-6}$ Kg/mm ³
Resistività elettrica	6,8 e -006 Ohm - cm
Conducibilità termica	0,114 W/mm·°C
Calore specifico	875,0 J/kg·°C
Rm	185 - 205 N/mm ²
Rp (0,2)	100 - 135 N/mm ²

Figura 7.1: Caratteristiche meccaniche lega GD- AlSi9

Tali proprietà si riferiscono ad una temperatura ambiente di 20°C.

Come è noto la testata lavora a condizioni di pressione e temperature elevate, dunque viene spontaneo chiedersi se le caratteristiche del materiale (in particolare quelle meccaniche) si conservano all'aumentare della temperatura. Normalmente per i materiali adatti alla produzione di testate vengono condotte prove, durante le quali si sottopone un provino del materiale in esame ad uno sforzo di trazione contemporaneamente ad un campo di temperatura crescente, ricavando un diagramma *tensione-temperatura* e un diagramma *modulo elastico-temperatura*. I diagrammi dell'alluminio GD- AlSi9 sono riportati in figura 7.2 e 7.3:

Come si può facilmente dedurre dai grafici, il materiale subisce vistose variazioni delle proprie caratteristiche all'aumentare della temperatura, con decadimenti molto

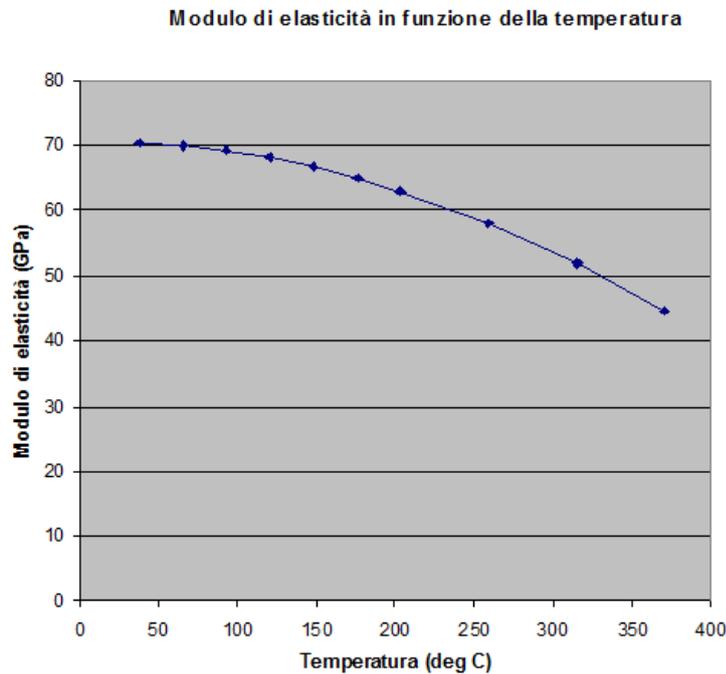


Figura 7.2: Diagramma tensione-temperatura

marcati. Per una corretta impostazione dell'analisi FEM occorre quindi tener conto del comportamento del materiale alle alte temperature. Il processo di crescita di pressione all'interno della camera di combustione lo si può ritenere molto veloce, per cui il carico gravante sulla testata dà luogo a fenomeni di rilievo. L'applicazione repentina di una pressione a un corpo soggetto ad un campo di temperature (fino a 250 °C) permette di conservare i valori del modulo di elasticità grazie all'inerzia che il materiale presenta alla variazione di E .

Questo fenomeno è dovuto al fatto che i cristalli non hanno avuto il tempo di modificare le loro proprietà. In pratica si verifica un incrudimento del materiale che, plasticizzando, tende a conservare le caratteristiche meccaniche che normalmente possiede a temperature più basse. La legge di flusso plastico a caldo in funzione della deformazione è data da:

$$\sigma = K \cdot \varepsilon^m$$

dove:

- σ = tensione di flusso plastico,
- ε = deformazione di flusso plastico,
- K, m = parametri che regolano la legge di flusso plastico in funzione di temperatura e materiale.

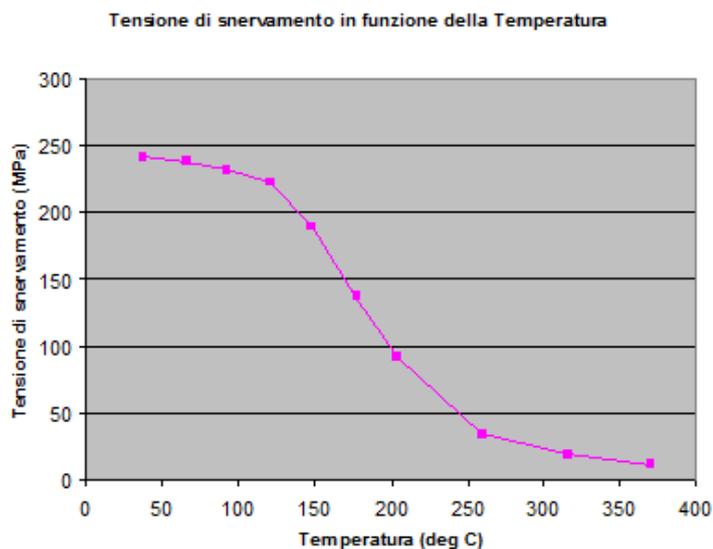


Figura 7.3: Diagramma modulo elastico-temperatura

La legge di flusso plastico a caldo in funzione della velocità di deformazione invece è descritta dalla successiva equazione:

$$\sigma = C \left(\frac{d\varepsilon}{dt} \right)^n$$

con $d\varepsilon/dt$ velocità di deformazione

Per la lega GD- AlSi9 si ha:

Temperatura	C	m
200°	11,6	0,066
400°	4,4	0,115
500°	2,1	0,211

Dalla tabella, si può osservare che il coefficiente m nel passaggio di temperatura da 200° a 500° quadruplica il suo valore, a riprova di ciò che è stato appena spiegato.

7.4 Modello per lo studio FEM

Il primo passo da compiere per impostare lo studio del componente in modo efficiente e corretto è individuare le eventuali simmetrie presenti, sfruttandole per semplificare il modello. La testa presenta un piano di simmetria verticale, che permette di studiare solo una metà del componente e ridurre la complessità e i tempi di calcolo. Modellata la testata attraverso l'ausilio del software CAD *Solid Edge v.20* si è importato il file assembly in *Ansys v.11*, perfettamente integrato con Solid Edge, per lo studio della testata agli elementi finiti (figura 7.4).

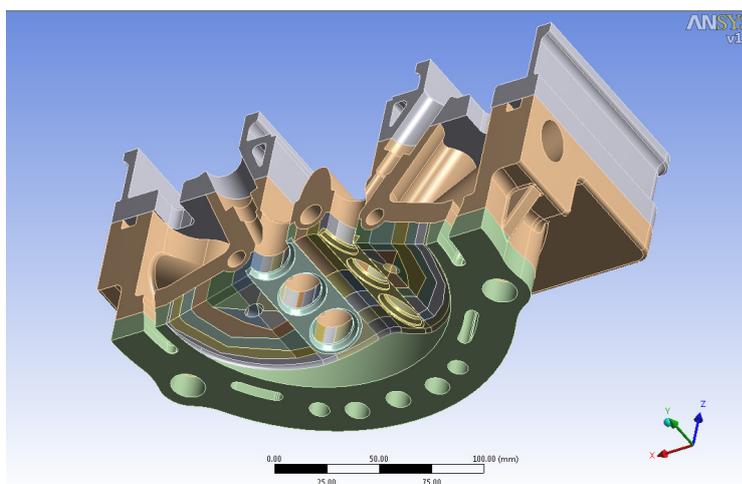


Figura 7.4: Modello testata Ansys 11

In figura si nota come le diverse regioni della testata siano rappresentate con colori diversi. Il software considera queste regioni come pezzi “incollati” attraverso regioni di contatto che il programma stesso ha riconosciuto in modo automatico. Si tratta di vincoli di congruenza (spostamenti e rotazioni ai nodi). Il piatto-fiamma è quindi costituito da una serie di tasselli assemblati insieme. Scopo principale di questa simulazione infatti è il comportamento del fondo-testa in condizioni di funzionamento a regime del motore. Per ottenere dei risultati attendibili è necessario tener conto del comportamento dei materiali alle alte temperature che come visto nel paragrafo precedente, subiscono un vistoso decadimento delle proprietà meccaniche. Occorre poi sottolineare che la temperatura assume valori diversi in ogni punto della camera di combustione. Per questi motivi utilizzando un metodo innovativo, messo a punto in una tesi precedente riguardante l'analisi di un pistone, si è suddiviso il piatto fiamma in tante piccole regioni ognuna corrispondente a un diverso valore di temperatura costante. Per ogni “pezzo” sono state ridefinite le caratteristiche mec-

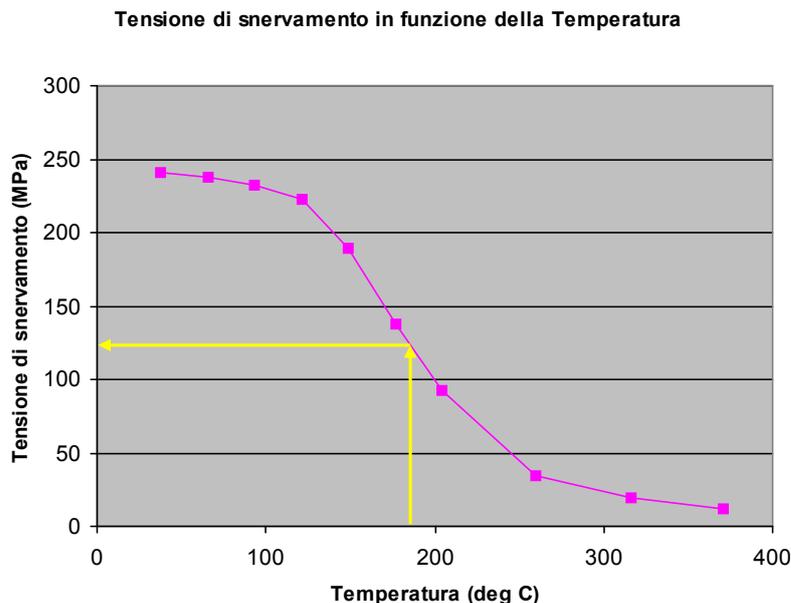


Figura 7.5: Rilevazione σ di snervamento in funzione di T

caniche del materiale seguendo le leggi di decadimento espresse in figura 7.2 e 7.3. Il metodo utilizzato è stato quello di estrapolare per ogni valore di temperatura il corrispondente valore di tensione e modulo di elasticità (figura 7.5 e 7.6).

Per ottenere un'informazione attendibile sulla distribuzione delle temperature del fondo-testa si è fatto riferimento alla distribuzione trovata dall'Ing. Solieri per la testata di un motore *FIAT 1.9 JTD* (figura 7.7).

Si tratta evidentemente di un fondo-testa diverso da quello in esame ma da cui è possibile estrapolare una serie di informazioni:

- La temperatura massima (247°) si verifica al centro della camera di combustione nella zona delimitata dalle 2 valvole di scarico/aspirazione e in prossimità dell'iniettore. Allontanandosi dal centro-testa, la temperatura decresce distribuendosi in maniera quasi concentrica con valori costanti.
- Le temperature nell'intorno della valvola di scarico sono evidentemente più alte rispetto a quelle misurate nell'intorno della valvola di aspirazione.
- La temperatura minima (100°) si verifica nella zona perimetrale del piatto-fiamma.

L'utilizzo di queste informazioni consente di ipotizzare una distribuzione di temperatura per la testata in esame.

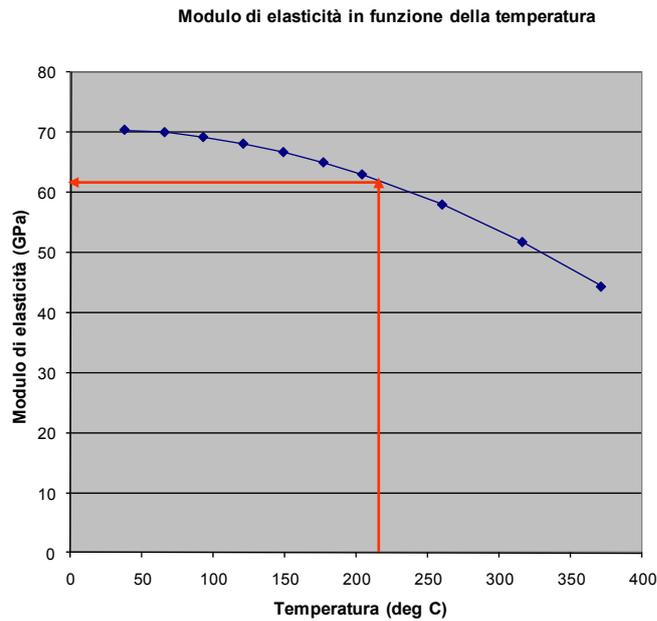


Figura 7.6: Rilevazione Modulo di elasticità in funzione di T

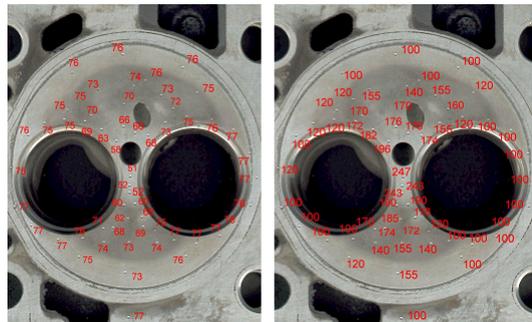


Figura 7.7: Corrispondenza durezza-temperatura motore FIAT 1.9 JTD

Seguendo le indicazioni ricavate ai punti precedenti, si è suddivisa ognuna delle quattro regioni simmetriche del piatto-fiamma in 25 regioni, opportunamente scelte in base ai valori di temperatura ritenuti probabili in quel punto. Le temperature maggiori sono state assegnate nell'intorno del centro delle camere di combustione in corrispondenza del foro dell'iniettore. Successivamente sono state assegnate le temperature negli altri punti del piatto-fiamma, diminuendole progressivamente in accordo con i rilievi sperimentali di figura 7.7.

Ricostruita la distribuzione di temperatura, si è proceduto al sezionamento del fondo-testa in una serie di "pezzi" che sono stati successivamente riassemblati ed uniti al resto della testa (figura 7.8). Il modello è stato successivamente importato in Ansys

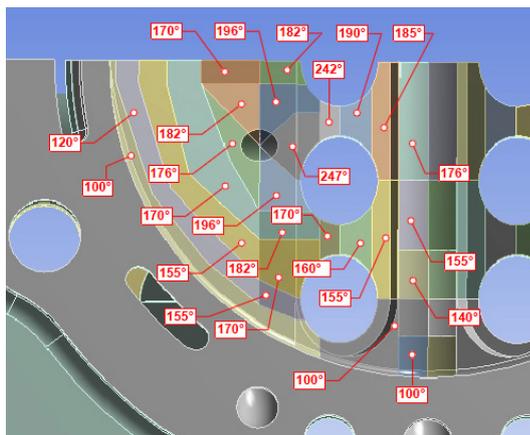


Figura 7.8: Mappa delle temperature del piatto-fiamma

e per ogni regione è stato assegnato un materiale con caratteristiche diverse per modulo elastico, coefficiente di Poisson, tensione di snervamento e di rottura. In questo modo si è riusciti a simulare l'effetto della temperature sul materiale (Appendice).

7.4.1 Creazione della mesh

La meshatura della testata è stata eseguita tenendo conto della diversa importanza che le varie aree ricoprono; la parte sulla quale si focalizza lo studio è il fondo-testa che si affaccia direttamente alle camere di combustione. In questa zona la discretizzazione è stata affinata lasciando al controllo del calcolatore il resto della testata. L'elemento scelto per la mesh è di tipo tetraedico.

In figura 7.9 è possibile vedere il risultato ottenuto:

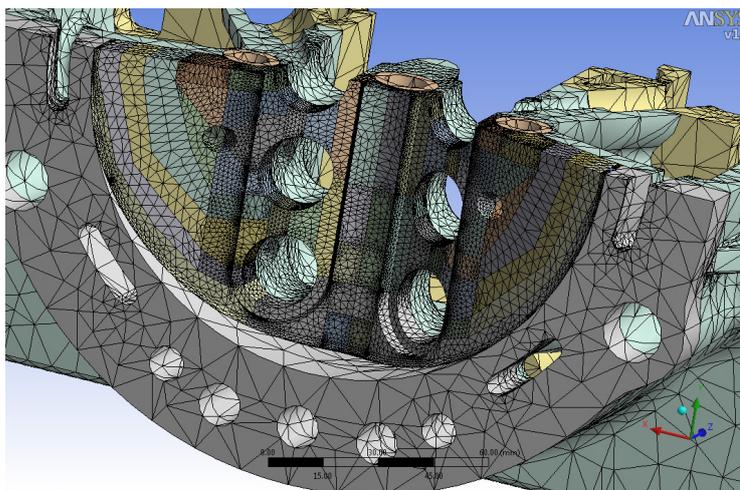


Figura 7.9: Modello discretizzato

Laddove la maglia è più larga, si snelliscono i calcoli, ma ci si allontana dal modello reale, per cui i risultati saranno meno precisi, dove invece la mesh è più fitta, il calcolatore sarà maggiormente impegnato ma il risultato sarà molto vicino alla realtà fisica della sollecitazione.

7.4.2 Modellazione dei vincoli

L'ipotesi di studio statico è stata riprodotta cercando di rispettare il più possibile le condizioni di vincolo reali della testata. Attraverso un “*vincolo senza attrito*” è stato simulato il contatto tra parte inferiore della testa e il basamento (figura 7.10), impedendo gli spostamenti rispetto all'asse Z.

In questo modo si riproducono gli effetti del bloccaggio con i prigionieri, i quali “premono” (esercitando una certa pressione sul coperchio) la testa al basamento.

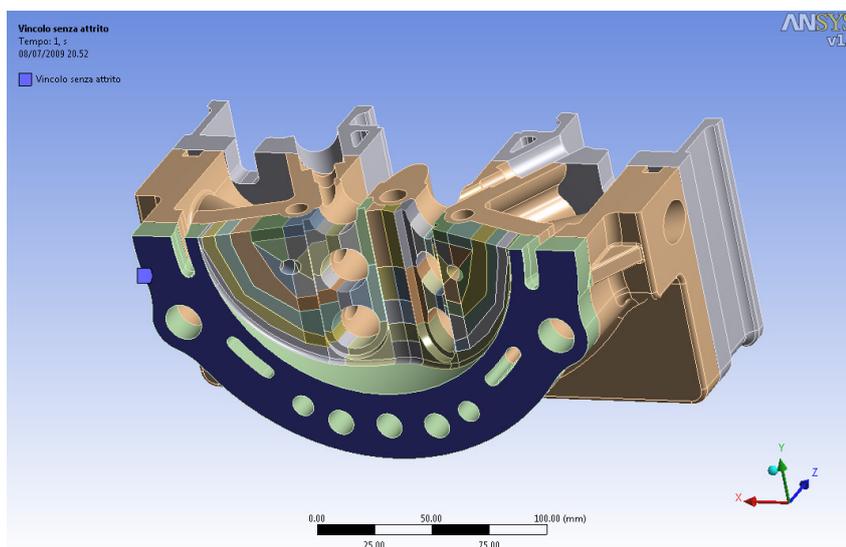


Figura 7.10: Vincoli sul modello

7.4.3 Ipotesi di carico

Il carico reale cui è soggetta la testata, è composto prevalentemente da un carico strutturale (carico di pressione) esercitato dalla pressione che si sviluppa nelle camere di combustione e da un carico termico. Quest'ultimo è quello che sollecita maggiormente il fondo-testa, per cui occorre valutare con attenzione la presenza o meno di una variazione importante del tensionamento della testata dovuta a tale fenomeno. L'istante considerato nella verifica è quello di massimo sforzo per la testata, ovvero l'istante in cui si origina il picco di pressione all'interno delle camere di

combustione. Questo istante in generale non coincide con quello in cui si verifica il picco di temperatura, che nella maggioranza dei casi è in ritardo rispetto al precedente. L'ipotesi migliore sarebbe quella di condurre due verifiche, una nell'istante di massima pressione ed una nell'istante di massima temperatura. Tuttavia risulta difficile stabilire le temperature del fondo-testa nell'istante di massima pressione e viceversa, per cui verrà condotta un'unica simulazione, considerando uguali gli istanti di massimo carico termico e massimo carico di pressione.

- **Carico di pressione dovuto alla combustione:** Il carico di pressione applicato è di tipo strutturale (structural load). Consiste nell'applicazione di un campo di pressione sulla piatto-fiamma della testata di ampiezza pari all'area del cilindro (figura 7.11).

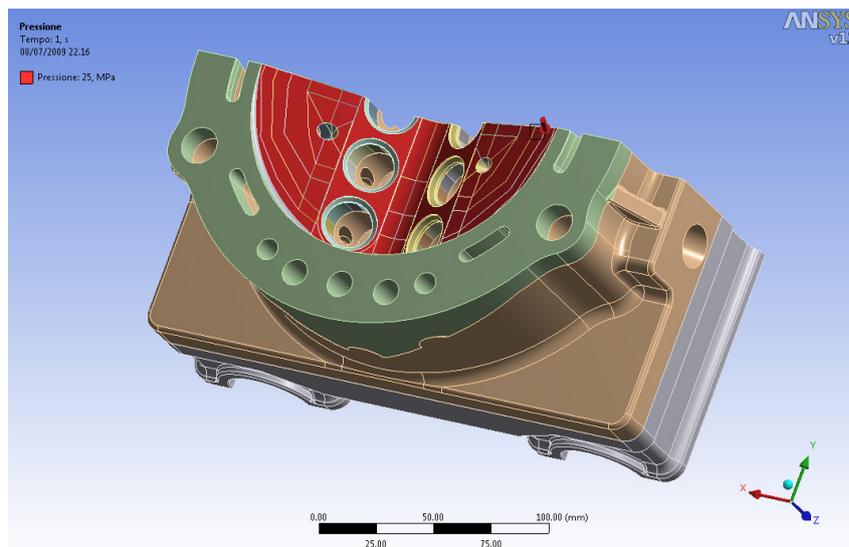


Figura 7.11: Carico di pressione

La pressione considerata è di 250 Bar. In realtà questo valore viene raggiunto all'interno delle camere di combustione per cui è verosimile che sul piatto-fiamma la pressione sia inferiore. L'adozione di $P=250$ Bar consente perciò di aumentare il grado di sicurezza.

- **Pressione agente sulla superficie di contatto delle valvole:** Alla pressione di 250 Bar va aggiunto il carico di pressione agente sulle valvole e che a sua volta si ripercuote sulla superficie di contatto tra sede e valvola stessa (figura 7.12).

La pressione di contatto si può valutare attraverso la seguente relazione:

$$p_c = \frac{1}{\pi D_m b \cos \alpha} \left(\frac{p_g \pi D_{max}^2}{4} + F_m + F_i \right)$$

in cui:

- p_g = Pressione dei gas [Pa]
- D_{max} = Diametro massimo della valvola [m]
- D_m = Diametro medio della zona di contatto [m]
- b = Larghezza del contatto [m]
- α = Angolo della superficie di contatto [°]
- F_m = Forza di richiamo della molla [N]
- F_i = Forza d'inerzia e d'urto [N]

Per questo tipo di calcolo sono state trascurate le forze di origine dinamica e quelle dovute alle azioni di richiamo delle molle, che pur essendo presenti esercitano una forza trascurabile.

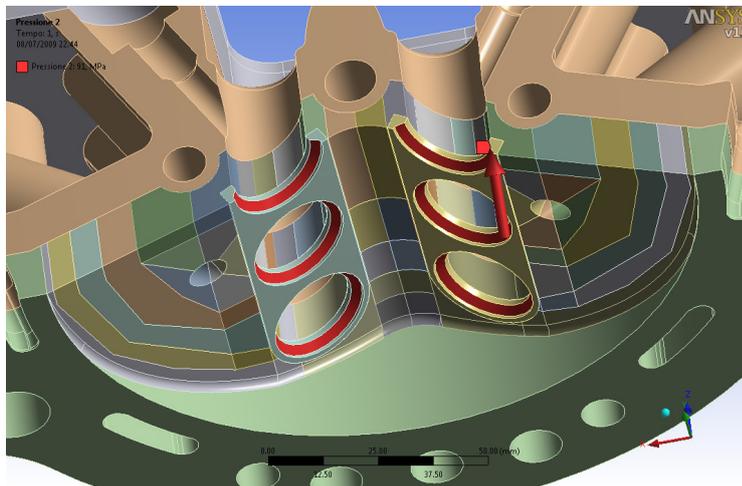


Figura 7.12: Pressione agente sulla sup. di contatto delle valvole

- **Carico dovuto ai prigionieri:**

Per simulare l'effetto dell'azione di serraggio dei prigionieri, è stato inserito un carico di pressione in corrispondenza delle superfici su cui poggiano le teste delle viti (figura 7.13).

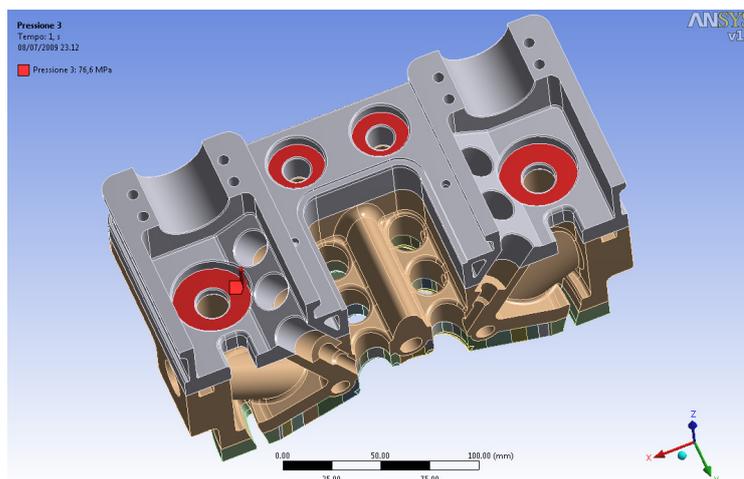


Figura 7.13: Pressione indotta dal serraggio dei prigionieri

La pressione agente in ogni singolo contatto si determina banalmente attraverso:

$$p_c = \frac{F}{S}$$

una volta note le superfici di contatto S (valutabili attraverso il comando *interroga elemento* in Solid Edge) e la forza F agente su ogni singolo prigioniero (Cap.5 Paragrafo 5.1.6).

7.4.4 Risultati

Le immagini di figura 7.14 e 7.15 riportano la distribuzione in termini di *sollecitazione equivalente* delle tensioni. Ad una prima analisi non sembrano emergere particolari condizioni di “stress” per il componente. Il valore di tensione massima si verifica nel punto contrassegnato con l’etichetta *Max*. Occorre tuttavia sottolineare che questo punto costituisce una “singolarità” per il modello, poichè data la particolare geometria dell’intorno del punto il programma ha discretizzato l’intorno stesso con dei tetraedi dagli angoli molto piccoli. Ciò introduce degli errori nell’integrazione della matrice di rigidezza che sono tanto maggiori quanto più sono piccoli gli angoli. Inoltre, lo stato tensionale riprodotto nella periferia del piatto-fiamma è condizionato dalla presenza del vincolo, che non rispecchia a pieno la situazione di vincolo

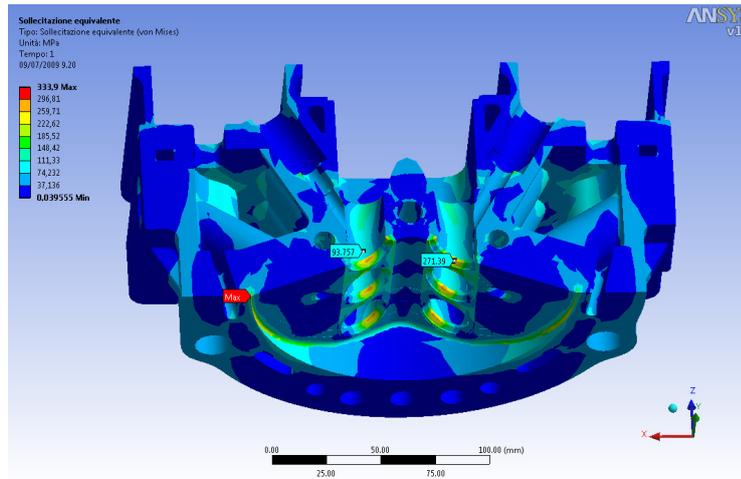


Figura 7.14: Sollecitazione equivalente

reale. E' lecito dunque ritenere che le tensioni in questa zona siano poco attendibili e probabilmente sovrastimate. Altro punto notevolmente sollecitato risulta essere la superficie di contatto tra valvola e sede. Data l'elevata resistenza del materiale con cui sono costruiti gli anelli-sede, dette tensioni non costituiscono però fonte di preoccupazione. Infine possiamo osservare come i prigionieri siano ben distribuiti in quanto non inducono tensioni eccessive nelle zone in cui si scaricano le forze di serraggio figura 7.15. Ciò che interessa maggiormente in questa analisi, è valutare a

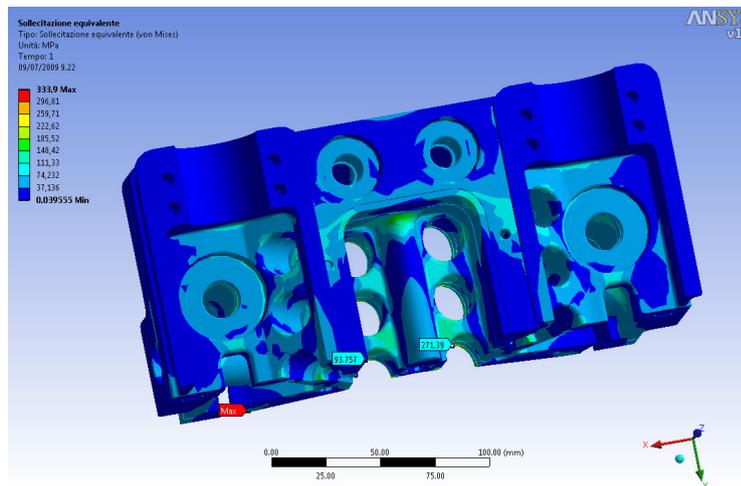


Figura 7.15: Sollecitazione equivalente

livello locale la tenuta dell'alluminio, alla luce della ridotta capacità che esso offre per effetto del carico termico.

E' perciò più utile ragionare in termini di coefficiente di sicurezza (figura 7.16 e 7.17).

La figura 7.16 evidenzia tre zone in cui il coefficiente di sicurezza è inferiore all'unità.

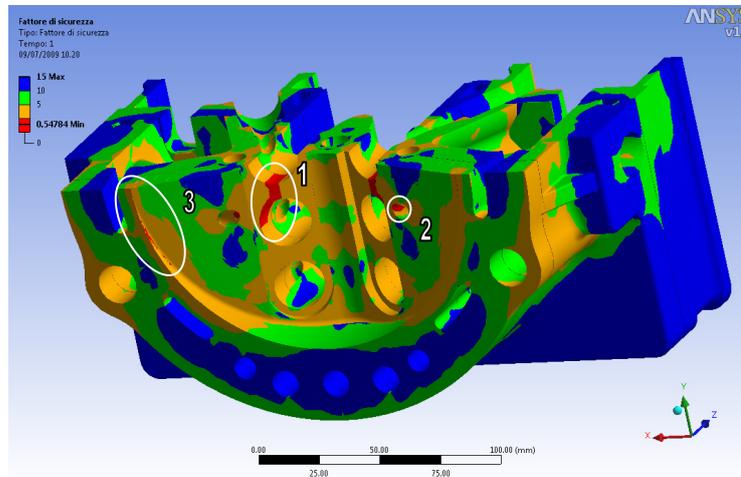


Figura 7.16: Fattore di sicurezza

E' assai probabile che in tali zone si possano innescare delle "cricche" che nel tempo possono provocare la rottura del componente. La *zona 3* è quella che preoccupa meno in quanto (per i motivi esposti in precedenza) è possibile che le tensioni calcolate dal software siano sovrastimate e di conseguenza il fattore di sicurezza sottostimato. Per le *zone 1 e 2* invece si può con tutta probabilità affermare che il materiale vada in crisi. Nel resto della testa il coefficiente di sicurezza supera abbondantemente l'unità

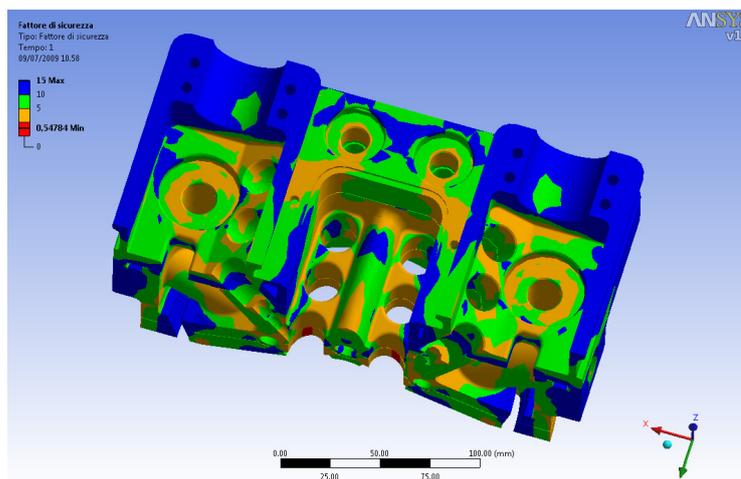


Figura 7.17: Fattore di sicurezza

(ciò è dimostrato dall'assenza di zone di colore rosso) per cui non vi sono particolari osservazioni da fare.

7.4.5 Considerazioni finali

La verifica effettuata sul componente non ha dato esito positivo. La lega di alluminio GD-ALSi9 si è dimostrata non adeguata ai carichi strutturali e termici cui la testa è sottoposta. I problemi più importanti riguardano il piatto-fiamma, sollecitato da un elevato carico termico che influenza notevolmente ed in senso negativo, le tensioni di snervamento e rottura della lega. Si possono tuttavia fare le seguenti osservazioni:

- Il carico di pressione di 250 Bar è il valore di pressione raggiunto all'interno delle camere di combustione del pistone. La pressione effettiva agente sul piatto fiamma è inferiore, per cui il valore utilizzato nella verifica è sovrastimato e induce tensioni superiori a quelle reali.
- Il picco di pressione non coincide con quello di temperatura all'interno della camera di combustione. Si può perciò immaginare che lo stato tensionale in corrispondenza dell'uno e dell'altro picco sia di entità inferiore. L'ipotesi di considerare coincidenti gli istanti di massima pressione e massimo gradiente di temperatura, induce uno stato di tensione superiore a quello reale.
- La presenza dei 3 condotti di raffreddamento all'interno del piatto-fiamma produce un'efficace azione di scambio termico e riduce il surriscaldamento del fondo testa. Tuttavia non è stato possibile tener conto di questo nella simulazione.

Queste considerazioni, lasciano supporre che la verifica sia stata condotta con un eccessivo grado di prudenza e che i risultati siano peggiori di quelli ottenibili nella situazione reale. E' altresì vero che la ricostruzione della mappa termica del piatto-fiamma è stata condotta con un metodo empirico fondato su risultati sperimentali ottenuti per una testata diversa sia per concezione che per geometria da quella oggetto di studio. Queste osservazioni perciò, non consentono di giustificare l'utilizzo della lega di alluminio prescelta come materiale di costruzione della testa.

Compito di ogni progettista infatti, è quello di ottenere il massimo grado di sicurezza (fattore di sicurezza 2-2,5) per qualsiasi componente e pur ammettendo le osservazioni precedenti, in questo caso non si raggiungere un margine di sicurezza pari a 2. Possiamo quindi affermare che è da escludersi l'utilizzo della lega di alluminio GD-ALSi9 per ottenere il getto della testa. Ogni considerazione sul materiale, va comunque rimandata ad una più approfondita verifica, che tenga conto di uno stato termico del piatto-fiamma, fondato su precisi dati circa le modalità di scambio termico in camera di combustione.

Capitolo 8

Sviluppi futuri

8.1 Analisi e proposte di miglioramento

Nel capitolo precedente è chiaramente emerso che il limite più grave alla resistenza strutturale della testata è la quantità di flusso termico che investe il piatto-fiamma, provocando un pesante scadimento delle prestazioni del materiale. L'analisi termostrutturale lineare ha evidenziato l'inadeguatezza della lega di alluminio GD-ALSi9 a resistere ai grossi carichi termici e strutturali cui la testa è sottoposta, per cui l'obiettivo è quello di cercare nuovi materiali più resistenti al calore, sfruttando quello che la ricerca tecnologica mette oggi a disposizione. Esistono per esempio leghe di alluminio utilizzate nella costruzione dei pistoni che hanno spiccate capacità di resistenza. Se necessario, è poi possibile incrementare localmente la resistenza al calore, attraverso dei particolari rivestimenti ceramici applicati con tecnologia *plasma-spray*, che creano una sorta di barriera al flusso di calore.

8.1.1 La C.G.I (Compacted Graphite Iron)

Nonostante la compacted graphite iron sia un materiale noto agli ingegneri da almeno 40 anni, il suo utilizzo sta prendendo piede nel settore automobilistico ed in particolare in quello dei motori Diesel solo recentemente. La spinta per il suo utilizzo è dovuta al continuo aumentare delle pressioni che si devono raggiungere in camera di combustione per limitare le emissioni ed i consumi. Come mostrato in figura 8.1, la grafite ha forma vermiculare, si presenta allungata e disposta casualmente come nella ghisa grigia, ma le particelle sono più corte e spesse ed hanno spigoli più arrotondati. La complessa morfologia della grafite, assieme agli spigoli arrotondati e alle superfici irregolari e ricche di protuberanze, generano una forte adesione tra la matrice grafitica e quella ferritica. Infine la compattezza della matrice inibisce sia

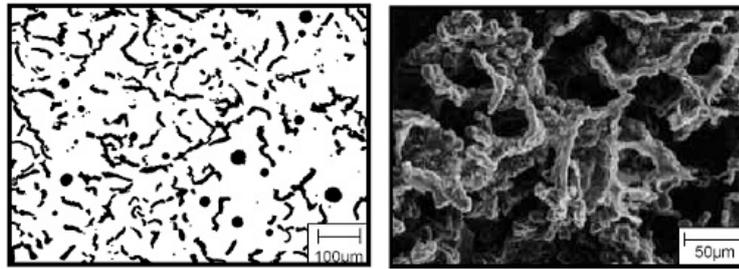


Figura 8.1: vista al microscopio della Grafite

la nascita che la propagazione delle cricche ed è la causa delle migliori caratteristiche meccaniche rispetto la ghisa grigia .

In figura 8.2 sono riportate le composizioni chimiche della CGI in funzione della percentuale di perlite.

Composizione Chimica									
Struttura della matrice	C	Si	CE	Mn	S	Mg	CeMM	Cu	Sn
70% Pearlite	3.6-3.8	2.1-2.5	4.4-4.7	0.2-0.4	0.005-0.022	0.006-0.014	0.01-0.03	0.3-0.6	0.03-0.05
100% Pearlite	3.6-3.8	2.1-2.5	4.4-4.7	0.2-0.4	0.005-0.022	0.006-0.014	0.01-0.03	0.3-0.9	0.08-0.10

Figura 8.2: Composizione chimica Grafite

Risulta di notevole interesse conoscere l'andamento delle caratteristiche meccaniche in funzione delle temperature, dal momento che questo costituisce il principale problema della testa. A tal proposito vengono proposti i grafici di figura 8.3 e 8.4 che descrivono l'andamento delle tensioni e del modulo di Young in funzione dell'aumento di temperatura e di nodularità .

- Modulo di Young
- Carico di rottura e carico di snervamento

I diagrammi mostrano come la grafite sia in grado di offrire anche ad alte temperature ottime capacità di resistenza. Volendo fare un confronto alla temperatura di 250 °C si osserva come la tensione di snervamento della lega di alluminio GD-ALSi9 sia di circa 50 MPa mentre per la grafite si hanno ben 300 Mpa. Alla luce di questo confronto si può immediatamente dedurre che se la verifica fosse stata condotta utilizzando la grafite anziché l'Alluminio si sarebbe facilmente raggiunto un valore del coefficiente di sicurezza 2. Occorre però sottolineare come la grafite abbia un peso decisamente maggiore rispetto a quello dell'alluminio per cui si renderebbe necessario

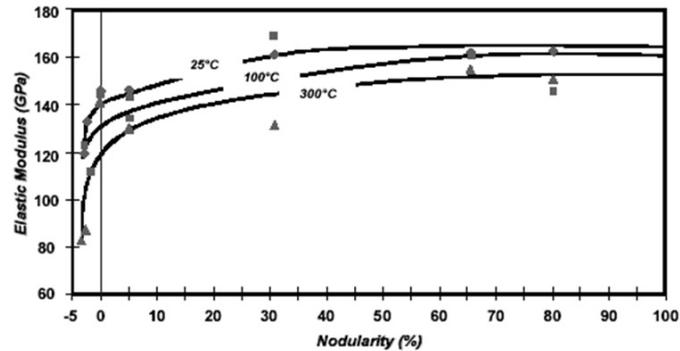


Figura 8.3: Modulo di Young

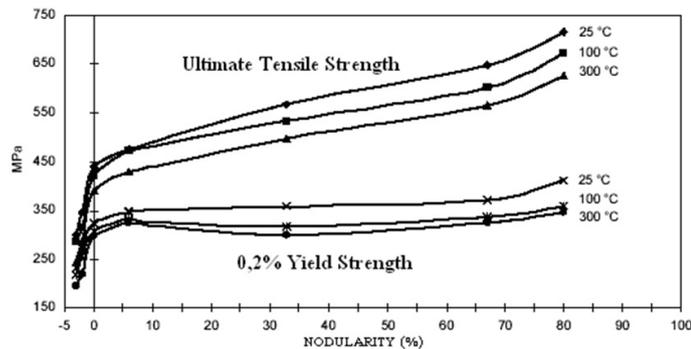


Figura 8.4: Carico di rottura e snervamento

un lavoro di alleggerimento della testa, per contenere entro limiti accettabili il peso di quest'ultima.

8.1.2 TBC - Thermal Barrier Coating

La metodologia TBC è un complesso sistema di rivestimento che lascia sulla superficie interessata un deposito ceramico o altro materiale dalle prestazioni simili, stabilizzato con ossido di zirconio. Esso protegge i componenti "caldi" di turbine, camere di combustione, cieli di pistoni, ovvero le parti soggette a stress termici più intensi, dai corrosivi effetti dell'ossidazione e delle alte temperature. Generalmente ci sono circa 300 °F (149 °C) di differenza in temperatura tra il rivestimento termico e la superficie del metallo base. Tutti i rivestimenti TBC sono basati su precise richieste ed esigenze, per cui vengono scelti per applicazioni individuali.

In figura 8.5 viene proposto il confronto tra un pistone di motore ad accensione comandata trattato con TBC (si noti il colore della superficie) e lo stesso non trattato.



Figura 8.5: Confronto pistoni

Per ottenere le massime prestazioni il TBC comprende due componenti:

- un substrato metallico,
- un sovrastrato ceramico.

Il metallo usato più frequentemente è il ferro (Fe) ma anche il nichel (Ni) o il cobalto (Co) vengono spesso impiegati. Come detto in precedenza, il rivestimento viene stabilizzato con l'ossido di zirconio attraverso ripetuti cicli di riscaldamento e raffreddamento. Questo procedimento ha lo scopo di cambiare la distribuzione e le dimensioni atomiche del TBC, ottenendo una cristallizzazione cubica che permette allo zirconio di rimanere invariato durante i cicli di impiego del componente. Il TBC viene largamente impiegato nei motori dei velivoli, con strati di circa 0,64 mm di spessore. Nelle teste dei pistoni di motori diesel si arriva fino ad un massimo di 2,54 mm.

In figura 8.6 viene mostrato un esempio di rivestimento ben riuscito. Nella maggior parte dei casi il rivestimento è applicato con la tecnologia *plasma-spray*; il risultato finale è un deposito formato da più materiali, presenti in diverse percentuali, distribuiti in successivi strati che progressivamente cambiano in composizione a partire dalla superficie. Di norma un rivestimento presenta il 100% di ferro nella parte a contatto con il pezzo e cambia man mano che si sale verso la superficie fino a presentare il 100% di ceramica. Per ottenere il massimo delle prestazioni e ottima durata bisogna quindi dimensionare molto bene la combinazione dei materiali, la loro percentuale, lo spessore, la densità e la tecnologia di deposito.

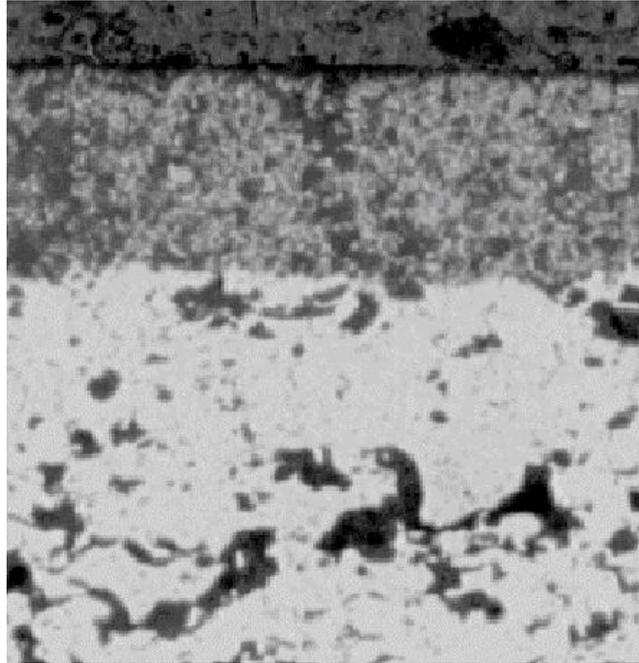


Figura 8.6: Deposito TBC

I vantaggi conseguibili con questa soluzione sono:

- Riduzione del coefficiente di trasmissione del calore
- Effetto di riflessione del calore
- Aumento di durata del componente.

Tutto ciò si traduce in un incremento di efficienza termica del componente, con riduzione dei picchi di temperatura e aumento complessivo delle prestazioni.

Riduzione del coefficiente di trasmissione del calore: come dice il nome stesso del trattamento (thermal barrier coating) il TBC offre una vera e propria barriera termica al calore, riducendo la trasmissione del flusso termico con relativo sollievo dallo stress termico del materiale. La conseguenza più evidente è dunque il calo di temperatura, con diminuzioni dell'ordine del 5% . Anche se a prima vista la riduzione può sembrare minima, si tratta di un'ottimo risultato in quanto per un materiale come l'alluminio la tensione di snervamento cala in maniera più che proporzionale all'aumentare della temperatura e anche 20 °C in meno possono significare un buon incremento delle caratteristiche meccaniche del materiale (Cap 7).

Effetto di riflessione del calore: è definito come la capacità della superficie di riflettere il calore. Il deposito TBC crea una superficie che riflette il calore nelle aree

più fredde. La trasmissione del calore in camera di combustione avviene principalmente per irraggiamento e per convezione: la “fetta” più grossa viene trasmessa per irraggiamento, ed in modo istantaneo, ovvero nell’istante in cui avviene lo scoppio. Adottando una superficie riflettente, si abbassa la porzione di calore trasmesso per irraggiamento, e con esso le temperature.

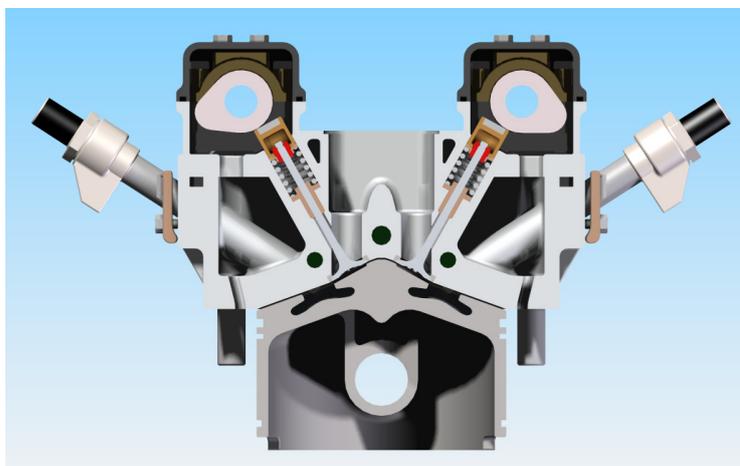
Aumento della durata del componente: se lo spessore del rivestimento è ben dimensionato, è dimostrato sperimentalmente che la durata in termini di vita del componente, sale. Ciò è dovuto al fatto che il rivestimento fisicamente tende ad adattarsi alle deformazioni che il componente subisce, diminuendo il pericolo di formazioni di cricche sul rivestimento stesso.

Il rivestimento TBC può essere un buon rimedio al contenimento delle temperature sia per il piatto-fiamma, che per il condotto di scarico.

Conclusioni

L'obiettivo principale della tesi è stato quello di effettuare una progettazione di massima di una testata, prestando grande attenzione al posizionamento di ogni singolo componente, nel rispetto dei vincoli imposti dalla necessità di ottenere un motore diesel due tempi con altissime prestazioni. Nella prima parte dello studio sono state compiute le scelte di base, scartate le ipotesi costruttive meno adatte, e sono state gettate le linee guida per un progetto definitivo della suddetta testata. Quest'ultima si presenta nella sua versione definitiva, semplice e facile da assemblare.

L'ottenimento di una grande potenza specifica per testa, ha richiesto l'utilizzo di quattro iniettori per cilindro, il cui diametro è stato portato a 150 mm. Gli iniettori, posti in posizione laterale, rendono agevole il collegamento con i rail i quali saranno alloggiati fra le varie teste per poter servire due batterie di iniettori contemporaneamente. Tale configurazione è differente da quella che di regola si incontra in campo automobilistico, dove generalmente il rail è posto sopra la testa, ed ha consentito di liberare tutta la parte superiore della testata, che è stata utilizzata per posizionare gli alberi a camme che regolano gli istanti di apertura e di chiusura delle valvole. L'elevato regime di rotazione del motore, ha suggerito un sistema di azionamento di tipo diretto con le camme che sono a diretto contatto con le valvole, senza l'utilizzo



di aste e bilancieri. Ciò consente di semplificare il motore e di aumentarne l'affidabilità. La funzione di lavaggio del cilindro è assicurata da 10 valvole di derivazione motociclistica piccole e leggere, per poter sostenere l'elevato numero di cicli cui sono sottoposte. L'evacuazione dei gas combusti, avviene per mezzo di un unico condotto centrale posto in mezzeria della testata. Questa posizione, garantisce una corrente unidirezionale di lavaggio favorendo l'espulsione dei gas di scarico e l'elaborazione di grandi masse d'aria. Il forte carico termico cui è sottoposto il piatto-fiamma, ha richiesto un'approfondito studio del sistema di raffreddamento. Per garantire un'efficace azione di refrigerazione, l'interno-testa sarà completamente riempito di gasolio, che nelle intenzioni, è chiamato ad assolvere ad una triplice funzione:

- Raffreddare la testata,
- Lubrificare gli organi in movimento,
- Alimentare gli iniettori.

Per rendere meno complesso il propulsore, si sfruttano come condotti di mandata gli alberi a camme, i quali per mezzo di appositi fori riverseranno il gasolio all'interno della testa. Una pompa provvederà poi al recupero del diesel, reimmettendolo nel serbatoio. Il raffreddamento della parte centrale del fondo-testa (che a causa del condotto di scarico non può essere raggiunto dal fluido refrigerante), è garantito da tre condotti praticati nel piatto-fiamma, percorsi da un flusso continuo di gasolio fresco. L'alloggiamento delle camere di combustione sul pistone ha richiesto una conformazione a "tetto" di quest'ultimo per aumentare la superficie disponibile. Sono stati infine adottati degli accorgimenti per ottenere un rapporto di compressione minimo pari a 12,5. La seconda parte della tesi, ha riguardato uno studio di fattibilità circa la realizzazione della testata in lega di Alluminio. E' stata effettuata una verifica termostrutturale che pur in mancanza di dati precisi circa le modalità di scambio in camera di combustione, ha consentito di verificare come l'elevato carico termo-strutturale cui la testata è sottoposta, non sia compatibile con le capacità di resistenza offerte dall'alluminio, soggetto ad un vistoso calo delle proprietà di resistenza alle alte temperature. Il passo successivo dunque, consisterà nell'alleggerimento della testata, per poter sfruttare materiali più pesanti ma dalle migliori proprietà meccaniche, tenendo conto che ogni decisione sul materiale da adottare, è comunque rimandata ad una più approfondita verifica termostrutturale che consideri le dinamiche di scambio termico durante la fase di combustione.

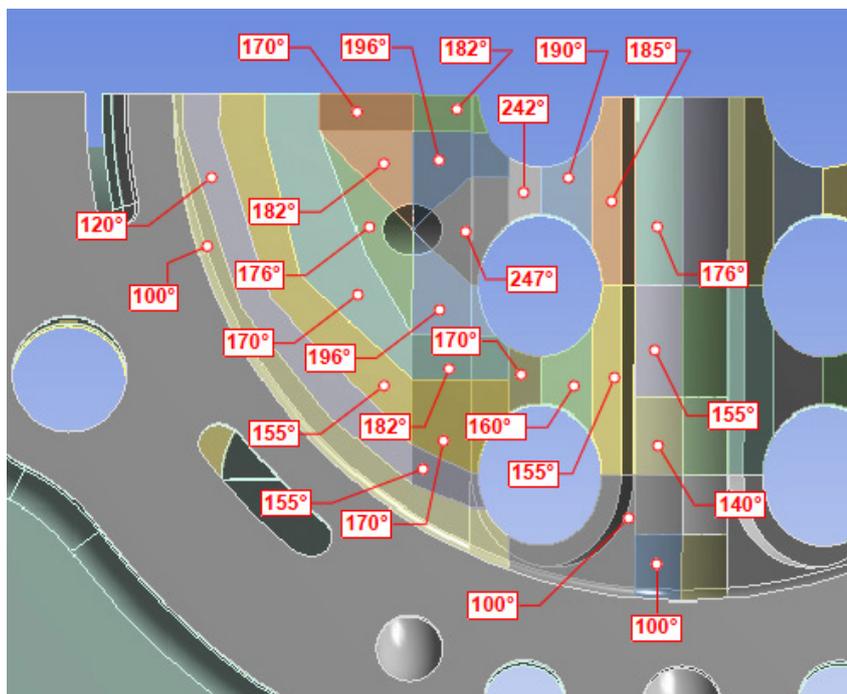
Appendice A

Suddivisione termica del piatto fiamma

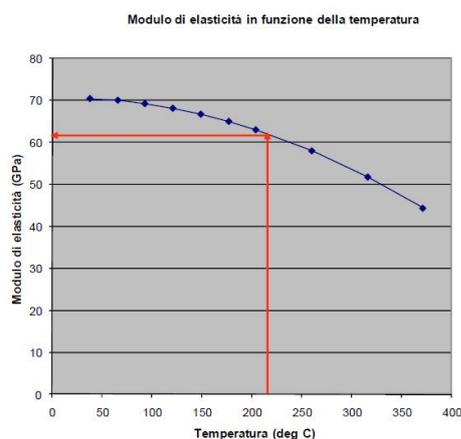
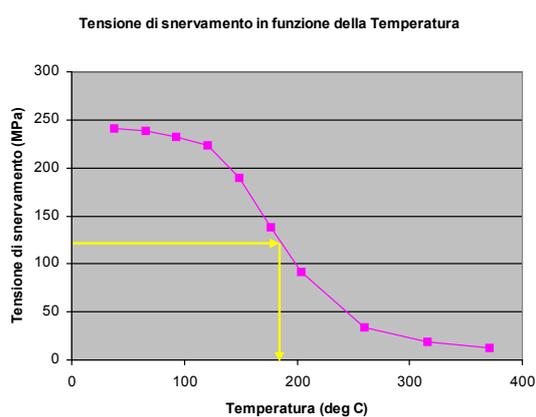
In questa appendice, riporto le proprietà meccaniche attribuite al materiale, in funzione delle regioni in cui è stato suddiviso il piatto fiamma.

A.1 Proprietà meccaniche GD-ALSi9

In figura sono riportate le temperature assegnate ad ogni regione in cui è stato suddiviso il piatto fiamma:



Per ogni regione sono state ridefinite le caratteristiche meccaniche della lega di alluminio GD-ALSi9, seguendo le leggi di decadimento espresse nei grafici successivi:



Il metodo utilizzato è stato quello di estrapolare per ogni valore di temperatura, il corrispondente valore di tensione di snervamento e modulo di elasticità:

GD-ALSi9 100°		
Nome	Tipo	Valore
Modulo di elasticità	indip dalla temp.	71000 Mpa
Rapporto di Poisson	indip dalla temp.	0,33
Densità di massa	indip dalla temp.	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Coefficiente di dil. termica	indip dalla temp.	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Tensione di snerv a trazione	indip dalla temp.	230 MPa
Tensione di rottura a trazione	indip dalla temp.	250 Mpa
Tensione di snerv. a compress.	indip dalla temp.	230 Mpa
Tensione di rottura a compress.	indip dalla temp.	250 Mpa

Tabella A.1: GD-ALSi9 100°

GD-ALSi9 120°		
Nome	Tipo	Valore
Modulo di elasticità	indip dalla temp.	70000 Mpa
Rapporto di Poisson	indip dalla temp.	0,33
Densità di massa	indip dalla temp.	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Coefficiente di dil. termica	indip dalla temp.	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Tensione di snerv a trazione	indip dalla temp.	225 MPa
Tensione di rottura a trazione	indip dalla temp.	250 Mpa
Tensione di snerv. a compress.	indip dalla temp.	225 Mpa
Tensione di rottura a compress.	indip dalla temp.	250 Mpa

Tabella A.2: GD-ALSi9 120°

GD-ALSi9 140°		
Nome	Tipo	Valore
Modulo di elasticità	indip dalla temp.	68000 Mpa
Rapporto di Poisson	indip dalla temp.	0,33
Densità di massa	indip dalla temp.	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Coefficiente di dil. termica	indip dalla temp.	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Tensione di snerv a trazione	indip dalla temp.	210 MPa
Tensione di rottura a trazione	indip dalla temp.	250 Mpa
Tensione di snerv. a compress.	indip dalla temp.	210 Mpa
Tensione di rottura a compress.	indip dalla temp.	250 Mpa

Tabella A.3: GD-ALSi9 140°

GD-ALSi9 155°		
Nome	Tipo	Valore
Modulo di elasticità	indip dalla temp.	67000 Mpa
Rapporto di Poisson	indip dalla temp.	0,33
Densità di massa	indip dalla temp.	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Coefficiente di dil. termica	indip dalla temp.	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Tensione di snerv a trazione	indip dalla temp.	195 MPa
Tensione di rottura a trazione	indip dalla temp.	250 Mpa
Tensione di snerv. a compress.	indip dalla temp.	195 Mpa
Tensione di rottura a compress.	indip dalla temp.	250 Mpa

Tabella A.4: GD-ALSi9 155°

GD-ALSi9 160°		
Nome	Tipo	Valore
Modulo di elasticità	indip dalla temp.	66500 Mpa
Rapporto di Poisson	indip dalla temp.	0,33
Densità di massa	indip dalla temp.	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Coefficiente di dil. termica	indip dalla temp.	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Tensione di snerv a trazione	indip dalla temp.	190 MPa
Tensione di rottura a trazione	indip dalla temp.	250 Mpa
Tensione di snerv. a compress.	indip dalla temp.	190 Mpa
Tensione di rottura a compress.	indip dalla temp.	250 Mpa

Tabella A.5: GD-ALSi9 160°

GD-ALSi9 170°		
Nome	Tipo	Valore
Modulo di elasticità	indip dalla temp.	65500 Mpa
Rapporto di Poisson	indip dalla temp.	0,33
Densità di massa	indip dalla temp.	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Coefficiente di dil. termica	indip dalla temp.	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Tensione di snerv a trazione	indip dalla temp.	170 MPa
Tensione di rottura a trazione	indip dalla temp.	250 Mpa
Tensione di snerv. a compress.	indip dalla temp.	170 Mpa
Tensione di rottura a compress.	indip dalla temp.	250 Mpa

Tabella A.6: GD-ALSi9 170°

GD-ALSi9 176°		
Nome	Tipo	Valore
Modulo di elasticità	indip dalla temp.	65000 Mpa
Rapporto di Poisson	indip dalla temp.	0,33
Densità di massa	indip dalla temp.	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Coefficiente di dil. termica	indip dalla temp.	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Tensione di snerv a trazione	indip dalla temp.	165 MPa
Tensione di rottura a trazione	indip dalla temp.	250 Mpa
Tensione di snerv. a compress.	indip dalla temp.	165 Mpa
Tensione di rottura a compress.	indip dalla temp.	250 Mpa

Tabella A.7: GD-ALSi9 176°

GD-ALSi9 182°		
Nome	Tipo	Valore
Modulo di elasticità	indip dalla temp.	64500 Mpa
Rapporto di Poisson	indip dalla temp.	0,33
Densità di massa	indip dalla temp.	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Coefficiente di dil. termica	indip dalla temp.	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Tensione di snerv a trazione	indip dalla temp.	150 MPa
Tensione di rottura a trazione	indip dalla temp.	250 Mpa
Tensione di snerv. a compress.	indip dalla temp.	150 Mpa
Tensione di rottura a compress.	indip dalla temp.	250 Mpa

Tabella A.8: GD-ALSi9 182°

GD-ALSi9 186°		
Nome	Tipo	Valore
Modulo di elasticità	indip dalla temp.	64000 Mpa
Rapporto di Poisson	indip dalla temp.	0,33
Densità di massa	indip dalla temp.	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Coefficiente di dil. termica	indip dalla temp.	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Tensione di snerv a trazione	indip dalla temp.	145 MPa
Tensione di rottura a trazione	indip dalla temp.	250 Mpa
Tensione di snerv. a compress.	indip dalla temp.	145 Mpa
Tensione di rottura a compress.	indip dalla temp.	250 Mpa

Tabella A.9: GD-ALSi9 186°

GD-ALSi9 190°		
Nome	Tipo	Valore
Modulo di elasticità	indip dalla temp.	63500 Mpa
Rapporto di Poisson	indip dalla temp.	0,33
Densità di massa	indip dalla temp.	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Coefficiente di dil. termica	indip dalla temp.	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Tensione di snerv a trazione	indip dalla temp.	130 MPa
Tensione di rottura a trazione	indip dalla temp.	250 Mpa
Tensione di snerv. a compress.	indip dalla temp.	130 Mpa
Tensione di rottura a compress.	indip dalla temp.	250 Mpa

Tabella A.10: GD-ALSi9 190°

GD-ALSi9 196°		
Nome	Tipo	Valore
Modulo di elasticità	indip dalla temp.	63000 Mpa
Rapporto di Poisson	indip dalla temp.	0,33
Densità di massa	indip dalla temp.	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Coefficiente di dil. termica	indip dalla temp.	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Tensione di snerv a trazione	indip dalla temp.	125 MPa
Tensione di rottura a trazione	indip dalla temp.	250 Mpa
Tensione di snerv. a compress.	indip dalla temp.	125 Mpa
Tensione di rottura a compress.	indip dalla temp.	250 Mpa

Tabella A.11: GD-ALSi9 196°

GD-ALSi9 242°		
Nome	Tipo	Valore
Modulo di elasticità	indip dalla temp.	59000 Mpa
Rapporto di Poisson	indip dalla temp.	0,33
Densità di massa	indip dalla temp.	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Coefficiente di dil. termica	indip dalla temp.	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Tensione di snerv a trazione	indip dalla temp.	60 MPa
Tensione di rottura a trazione	indip dalla temp.	250 Mpa
Tensione di snerv. a compress.	indip dalla temp.	60 Mpa
Tensione di rottura a compress.	indip dalla temp.	250 Mpa

Tabella A.12: GD-ALSi9 242°

GD-ALSi9 247°		
Nome	Tipo	Valore
Modulo di elasticità	indip dalla temp.	59000 Mpa
Rapporto di Poisson	indip dalla temp.	0,33
Densità di massa	indip dalla temp.	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Coefficiente di dil. termica	indip dalla temp.	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Tensione di snerv a trazione	indip dalla temp.	59 MPa
Tensione di rottura a trazione	indip dalla temp.	250 Mpa
Tensione di snerv. a compress.	indip dalla temp.	59 Mpa
Tensione di rottura a compress.	indip dalla temp.	250 Mpa

Tabella A.13: GD-ALSi9 247°

Bibliografia

- [1] Robert C. Juvinall, Kurt M. Marshek, *Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine*, ETS, Pisa, 1993.
- [2] G. Ferrari, *Motori a combustione interna*, Il Capitello, Torino, 2001.
- [3] D. Giocosa, *Motori endotermici*, Hoepli, Milano, 2000.
- [4] Walter Nicodemi, *Metallurgia*, Masson, 1996.
- [5] D. Veschi, *L'alluminio e le leghe leggere. Metallurgia, trattamenti termici, metallografia, proprietà meccaniche e processi tecnologici*, Ulrico Hoepli, Milano, 1989..
- [6] G. Minelli, *Motori endotermici alternativi*, Edizioni Pitagora, 1985.
- [7] E. Funaioli, A. Maggiore, U. Meneghetti, *Lezioni di meccanica applicata alle macchine*, Patron Editore, 1998.
- [8] S. Ubertini *Dispense del corso: Motori diesel ad iniezione diretta*, Università di Roma "Tor Vergata", 2006.
- [9] Nuovo Colombo 84.a edizione, *Manuale dell'Ingegnere*, Hoepli, Milano, 2003.
- [10] G. Manfè, R. Pozza, G. Scarato, *Disegno meccanico*, Principato Milano, 1992.
- [11] A. Cocchi, *Elementi di termofisica generale applicata*, Progetto Leonardo, 1998.
- [12] J. Shigley, C. Mishke, R. Budynas, *Progetto e costruzione di macchine*, Mc Graw Hill 2004.
- [13] S. Mall, T. Nicholas, *Titanium Matrix Composites, Mechanical Behavior*, Technomic Publication, 1998.
- [14] J. R. Davis, *Aluminum and Aluminum Alloys*, ASM Speciality Handbook, ASM Materials Park, Ohio, 1993.

- [15] R. Casoli, *Tesi di laurea: Studio di massima di una testata plurivalvole di un motore diesel 2 tempi, aeronautico, common rail*, Università di Bologna, 2009.
- [16] D. solieri, *Tesi di Laurea: Analisi e proposte di miglioramento per una testata di un motore diesel aeronautico*, Università di Bologna, 2003.
- [17] V. Angelini *Tesi di Laurea: Studio di massima di un motore diesel pluriniettore ad altissime prestazioni*, Università di Bologna, 2009.
- [18] L. Bernardi *Tesi di Laurea: Stima di massima dei limiti strutturali di parti di motore diesel ad iniezione diretta per l'aeronautica*, Università di Bologna, 2003.
- [19] A. Ridolfi *Tesi di Laurea: Verifica termostrutturale di una testata di un motore Ducati*, Università di Bologna, 2006.

Software utilizzati:

- Solid Edge V.20
- Ansys Workbench V.11
- Latex V.2.7
- Microsoft Office Word 2007
- Microsoft Office PowerPoint 2007