

ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
Sede di Forlì

Corso di Laurea in
INGEGNERIA MECCANICA
Classe L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA
in
DISEGNO MECCANICO ASSISTITO DAL CALCOLATORE

**OTTIMIZZAZIONE DI UNA TESTATA PER UN MOTORE
DIESEL AERONAUTICO**

CANDIDATO
Marco Nanni

RELATORE
Luca Piancastelli

Anno Accademico 2015/2016
Sessione II

Alla mia famiglia.

Indice.

Argomento dell'elaborato	3
Il motore Twin Air	5
Introduzione	5
Il sistema di distribuzione Fiat Multi Air	5
Caratteristiche del motore Twin Air	9
Il motore Diesel	12
Funzionamento	12
Organi del motore diesel	14
Progettazione della testata	25
Testata	25
Valvole	32
Bilancieri	33
Alberi a camme	33
Coperchio	34
Assieme testata	34
Metodo degli elementi finiti	38
Analisi di resistenza	42
Il materiale	42
Test sul piatto fiamma	46
Test sul serraggio dei prigionieri	56
Risultati ottenuti e commenti	57
Simulazioni di flussaggio	59
Introduzione sui moti vorticosi	59
Predisposizione prove	63
Risultati ottenuti e commenti	69
Conclusioni	79
Bibliografia	80

Argomento dell'elaborato.

In questo elaborato è stata progettata una testata diesel per il motore Fiat Twin Air. Il motore in questione, come verrà esposto in dettaglio nel capitolo successivo, è un motore Fiat di recente concezione, presente nelle piccole City Car del gruppo torinese. Si tratta di un bicilindrico in linea con cilindrata di 875 cc effettivi, caratterizzato da un sistema di distribuzione regolato elettronicamente, ad oggi presente solo nella versione a benzina.

Il lavoro di questo elaborato è stato quello di ridisegnare interamente la testata, conservando lo stesso basamento della versione a benzina, partendo dalla conoscenza delle dimensioni esatte della guarnizione di testa, con l'obiettivo di poter destinare tale motore ad un uso aeronautico per velivoli di piccola dimensione. Nella nuova testata è previsto l'inserimento di due iniettori per cilindro di tipo Common Rail, in posizione verticale e il più centralmente possibile rispetto alla camera di combustione. L'inserimento di un iniettore in più per cilindro rispetto al progetto iniziale è stato adottato per due differenti motivi:

- Per una questione di sicurezza: nel caso di malfunzionamento improvviso infatti abbiamo sempre la possibilità di poter lavorare con uno solo di questi in maniera tale da non perdere uno degli unici due elementi di propulsione disponibili il che sarebbe altrimenti molto pericoloso;
- Per una questione di velocità del motore: i due iniettori lavorando insieme possono introdurre il combustibile in camera nella metà del tempo permettendo all'albero motori di arrivare a velocità di punta fino a 6000 giri in un utilizzo a 2 tempi.

Questo cambiamento ci ha obbligato ad inserire tre valvole per cilindro, due di aspirazione e una di scarico, quelle di aspirazione sono prese come componenti commerciali del motore Audi 2.0 Tdi mentre quelle di scarico sono state riprogettate. Questa soluzione obbligata si rivela però anche un risparmio di componenti e porta a una maggiore semplicità costruttiva del layout degli organi di distribuzione.

La testata è stata realizzata mediante il software di modellazione tridimensionale parametrico Solidworks, impostandone le dimensioni corrette e il materiale scelto: una lega

di alluminio da fonderia, GD-ALSi9. Terminato il disegno della testa, sono stati realizzati tutti i componenti da montare su di essa come valvole di aspirazione e di scarico, guide valvole, molle, bilancieri con relativi rulli e perni, alberi a camme di aspirazione e scarico, iniettore, fissaggi iniettore, coperchio e viti varie. Anche i bilancieri si considera di acquistarli come componenti commerciali del motore Audi 2.0 Tdi, e sono stati quindi disegnati ed inseriti nel progetto rispettandone le dimensioni reali.

Una volta realizzata la testata sono state effettuate alcune verifiche, mediante due diversi software di analisi FEM entrambi implementati nell'ambiente Solidworks, quali SolidWorks Simulation per le analisi di resistenza statica e Solid Works Flow Simulation per le analisi di fluidodinamica. È stata realizzata quindi una prima prova di resistenza del piatto fiamma alle elevate temperature e pressioni che si hanno in camera di combustione, con lo scopo di progettare una testata in modo che si in grado resistere alle sollecitazioni imposte. Sono state effettuate poi prove di flussaggio, mediante un software CFD (di fluidodinamica computazionale), per valutare e ottimizzare il comportamento del flusso d'aria in entrata nella camera di combustione mediante i condotti di aspirazione prevedendo anche l'aggiunta di uno swirler esterno. Infine è stata eseguita una prova di riempimento, sempre mediante il software di analisi fluidodinamica Flow Simulation, per studiare il riempimento della camera di combustione nella condizione più critica, ossia la fase di incrocio, nella quale sia le valvole di scarico che quelli di aspirazione sono aperte.

Seguono poi osservazioni e considerazioni sui risultati ottenuti dalle prove, con lo scopo di ottimizzare la testata, con l'obiettivo di arrivare ad una configurazione finale idonea. Si tratta di una prova di fattibilità dove la fase di progettazione è supportata dall'inizio alla fine dai software di analisi agli elementi finiti.

Il motore Twin Air

Introduzione.

Il motore Fiat Twin Air ha inaugurato la famiglia dei propulsori SGE (Small Gasoline Engine) adottati dalle piccole City Car del gruppo torinese, il primo modello equipaggiato con un motore 0.9 Twin Air è stata la Fiat 500. Si tratta di un motore bicilindrico in linea, a quattro tempi a benzina, caratterizzato dal sistema di distribuzione Fiat Multi Air.

Il Multi Air è un sistema di controllo dell'apertura e chiusura delle valvole in motori a benzina e motori diesel a quattro valvole per cilindro. Questo sistema è stato brevettato nel 2002 e montato di serie per la prima volta sul motore Fire, a quattro cilindri, nel 2009. Il primo motore però ad essere progettato espressamente per il Multi Air è appunto la versione Twin Air, a due cilindri, presentata nel 2010.

Il sistema di distribuzione Fiat Multi Air.

Caratteristiche generali.

In un motore tradizionale, la camma tramite la sua rotazione spinge le punterie e assegna il profilo di apertura e di chiusura delle valvole. La legge di apertura/chiusura risulta quindi fissa e può essere ottimizzata tramite un sistema di distribuzione a fasatura variabile solo per un ristretto range di funzionamento, discriminato dal numero di giri al minuto del motore.

Nel sistema Multi Air la punteria è costituita da due elementi rigidi collegati tramite un pompante contenente olio. Il pompante è dotato di una valvola controllata da un sistema elettronico dedicato. Se la valvola del pompante è chiusa l'olio, approssimato come fluido incomprimibile, trasmette il moto alla seconda parte della punteria. Se la valvola è aperta, l'olio fluisce in un'apposita vasca, la seconda parte della punteria è quindi libera e la valvola, guidata da una molla di richiamo, si richiude.

Se inizialmente la valvola dell'elemento pompante è chiusa, la punteria seguirà il profilo di apertura imposto dalla camma. Apprendo in un istante di tempo opportuno la valvola del

pompante, in funzione della situazione operativa e all'azionamento del comando gas, la punteria sarà richiamata dalla molla e di conseguenza non raggiungerà la massima apertura o si anticiperà la chiusura della stessa.

Se nel frattempo viene richiesta maggiore potenza, la valvola di controllo si richiuderà, evitando che altro olio fuoriesca, permettendo di utilizzare se ancora disponibile, il profilo rimanente della camma, ma senza riuscire a riguadagnare la corsa persa con la fuoriuscita dell'olio.

Il sistema Multi Air permette di gestire in modo molto elastico e indipendente, adeguando alle diverse situazioni operative, due variabili: il tempo di apertura delle valvole e la fasatura. Questo permette un'altissima flessibilità ed un controllo totale della distribuzione.

Vantaggi.

Il controllo completo delle valvole permette innanzitutto l'eliminazione della valvola a farfalla, dato che questa funzione viene ora gestita direttamente da questo nuovo sistema di distribuzione. Tale sistema aumenta il rendimento complessivo, migliorando l'efficienza di riempimento dei cilindri. Vengono cioè ridotte le perdite di carico sull'aspirazione, le cosiddette perdite di pompaggio, che si verificano ai carichi parzializzati nei sistemi sprovvisti di valvola di controllo e allo stesso tempo si ha un migliore riempimento con acceleratore completamente azionato e motore ad alti regimi.

Nei sistemi tradizionali con alimentazione a corpo farfallato sprovvisti di sistemi di controllo/regolazione dell'apertura stessa si può incorrere nella situazione di valvola a farfalla completamente aperta e motore a bassi regimi. Il che comporta un elevato riempimento del cilindro, ma anche una perdita dell'aria aspirata nella prima fase di compressione, dove la valvola a fungo risulta ancora aperta. In questa situazione il motore utilizza più energia per aver aspirato più aria di quella effettivamente utilizzata.

La farfalla ad incompleta apertura rappresenta inoltre un ostacolo al flusso di aria, determinando una zona di depressione rispetto alla pressione ambiente, a valle della farfalla all'interno dei condotti di aspirazione quando quello che occorrerebbe invece per massimizzare il riempimento dei cilindri in fase di aspirazione è una pressione di segno

positivo. Questo riduce il riempimento massimo del motore ad elevati regimi di funzionamento.

Fiat dichiara inoltre un aumento della coppia motrice e della potenza massima del motore, abbinata ad una riduzione dei consumi, riduzione di emissioni di CO₂, riduzione delle emissioni di idrocarburi incombusti (HC) e monossido di carbonio (CO) e ossidi di azoto (NO_x).

I massimi benefici di questa tecnologia si ottengono con l'adozione del turbocompressore, che consente di ridurre la cilindrata dei motori ed avere, a parità di potenza, una riduzione dei consumi e delle emissioni.

Funzionamento.

Questo sistema di distribuzione sfrutta le tecnologie di gestione elettronica per controllare la quantità di aria iniettata cilindro per cilindro e ciclo per ciclo. In questo modo riesce ad ottenere straordinari risultati in termini di efficienza, riduzione delle emissioni e dei consumi. Si tratta di un downsizing estremo da cui nasce Twin Air. Esso garantisce a pari prestazioni, il 30% in meno di consumi e di emissioni di CO₂. Il frazionamento a due cilindri consente di avere la migliore cilindrata unitaria possibile in termini di resa termodinamica e fluidodinamica.

Viene esposto di seguito come funziona la regolazione elettronica della distribuzione come precedentemente enunciato. Si tratta della centralina motore a stabilire quando e quale strategia di intervento adottare, ed esistono diverse caratteristiche di alzata delle valvole di aspirazione. Ognuna di queste dipende da quando, in termini di tempo e nell'ordine dei millisecondi, l'elettrovalvola normalmente aperta, viene comandata. Nei successivi grafici si possono notare le differenti caratteristiche di alzata delle valvole di aspirazione in relazione al tempo di comando dell'elettrovalvola. Per la precisione è possibile vedere in un giro completo di camma, per quanto tempo e in che misura, le valvole di aspirazione si aprono: le aree in rosso coincidono con il profilo di alzata delle valvole, mentre nei rispettivi riquadri è possibile vedere in che modo viene comandata l'elettrovalvola per ottenere i diversi profili.

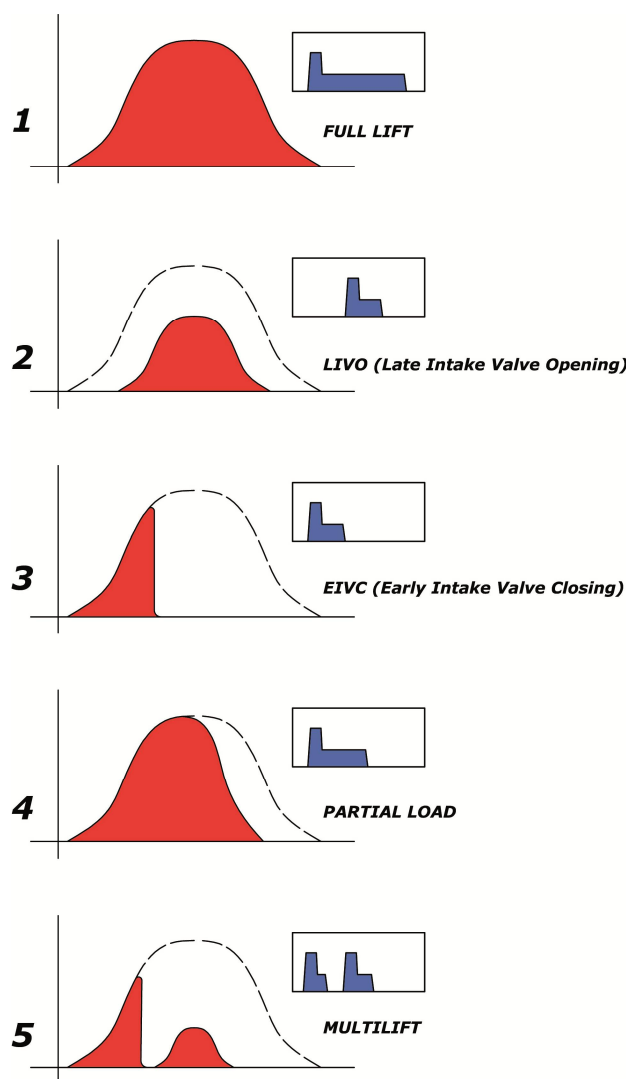


Figura 1: Caratteristica di alzata della valvola di aspirazione.

Si ha quindi:

1) **FULL LIFT:** Apertura completa delle valvole quando si richiede al motore piena potenza, per esempio su strade ad alta velocità .

2) **LIVO:** (Late Intake Valve Opening – Apertura ritardata delle valvole di aspirazione). Al minimo di giri, causa un'immissione dell'aria ad una maggiore velocità, ottimizzando la preparazione della miscela e quindi della combustione.

3) **EIVC:** (Early Intake Valve Opening – Chiusura anticipata delle valvole di aspirazione). Coppia ai bassi regimi. Per la coppia giri motore medio bassi, ottimizza l'efficienza volumetrica e riduce le perdite di pompaggio. Si elimina in tal modo il reflusso indesiderato nel collettore e si ottimizza la massa d'aria intrappolata nei cilindri.

4) PARTIAL LOAD: (Carico parziale). Apertura parziale delle valvole di aspirazione. Medie richieste di potenza.

5) MULTI LIFT: (Molteplici alzate). Due aperture delle valvole di aspirazione. Ottimizzazione della combustione. Con il motore al minimo o ai bassi carichi, nel traffico cittadino, o in coda o in modalità stop and go, con un controllo ottimizzato del combustibile.

Caratteristiche del motore Twin Air.



Figura 2: Motore Twin Air.

Il frazionamento bicilindrico riduce gli attriti interni, gli ingombri ed il peso del propulsore, permette poi di ottenere per la singola camera di scoppio, un motore di 450 cc abbastanza grande da non incorrere in uno sfavorevole rapporto superficie/volume e non così elevato da generare difficoltà di riempimento e accensione. Di seguito è riportato uno schema dell'organo di distribuzione del motore dove sono numerate e in seguito spiegate tutte le parti di cui è composto.

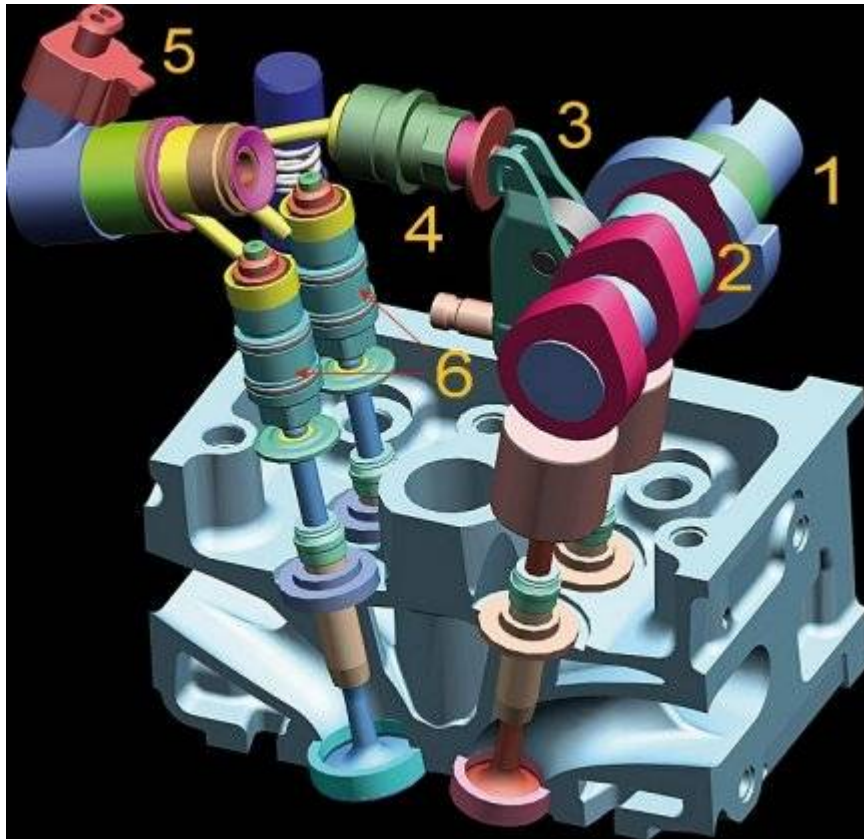


Figura 3: schema motore Twin Air.

La distribuzione è a quattro valvole per cilindro, con un singolo albero a camme in testata e adotta il sistema Fiat Multiair, che come spiegato in precedenza permette di variare a piacere l'alzata e la fase delle valvole di aspirazione. Il movimento di queste ultime è generato da dei pistoncini idraulici (6), alimentati dallo stesso olio lubrificante del motore.

La pressione necessaria viene creata da un terzo pistoncino (4) questa volta con funzione di pompa, azionato dalla corrispondente camma (2) dell'albero della distribuzione (1) tramite un bilanciere a rullino (3). Il flusso d'olio viene modulato da una valvola (5) controllata elettronicamente, interposta tra il pistoncino-pompa e quelli che muovono le valvole.

Se l'elettrovalvola rimane sempre chiusa, quando cioè tutto l'olio messo in pressione dal pistoncino (3) la può attraversare per giungere ai pistoncini sulle valvole, allora il moto delle valvole ricalcherà il profilo della camma di comando. Aprendole più o meno e scaricando così parzialmente la pressione dell'olio, si potrà intervenire a piacere sul diagramma della distribuzione, variando sia l'alzata che la fase. Il controllo elettronico permette come visto in precedenza l'implementazione di molti diagrammi di distribuzione, compresi quelli di aperture multiple nella stessa fase di aspirazione. La dotazione del

TwinAir prevede anche un contralbero di equilibratura che diminuisce le vibrazioni. A limitare il livello delle vibrazioni e del rumore si ha la coppa dell'olio fusa in alluminio al posto che in lamiera. Il comando della distribuzione, a catena Morse, deriva dal settore motociclistico. Di seguito una tabella con le caratteristiche principali del motore Twin Air.

Twin Air 0.9	
Cilindrata	875 cm ³
Potenza max	850 cv a 5500 giri/min
Coppia max	145 Nm a 1900 giri/min

Il motore Diesel

Funzionamento.



Figura 4: Motore Diesel a 4 cilindri.

In un motore diesel l'aria viene compressa all'interno del cilindro a valori molto elevati in modo da innalzarne la pressione e raggiungere una temperatura alla quale il combustibile, che viene iniettato successivamente quando il pistone si trova nel punto morto superiore, si accenda spontaneamente.

In un motore diesel a quattro tempi l'aria viene immessa nel cilindro attraverso il canale di aspirazione, richiamata dal movimento discendente del pistone che genera una depressione all'interno della camera di combustione, con le valvole di aspirazione aperte. L'aria viene poi compressa dalla successiva risalita del pistone, a valvole chiuse. Durante la compressione l'aria può raggiungere valori di temperatura tra i 700 e i 900 °C. Poco prima che il pistone raggiunga il punto morto superiore viene immesso, per mezzo di un iniettore, il combustibile, nello spazio residuo sopra il pistone. Si ha quindi l'autoaccensione e poi la combustione della miscela aria-combustibile, a cui segue la fase di

espansione che riporta il pistone verso il basso, generando così la rotazione dell'albero motore. La spinta per tale rotazione fornisce l'energia meccanica necessaria al funzionamento del motore. Si ha infine la fase di scarico, dove i gas combusti vengono espulsi dal cilindro attraverso l'apertura della valvola di scarico e la risalita del pistone nella camera di combustione. È da notare che è possibile realizzare anche un motore diesel con ciclo due tempi.

Il funzionamento sopra riportato spiega alcune delle caratteristiche che differenziano il motore diesel da quello a benzina. Per poter arrivare alle alte temperature necessarie per l'autoaccensione il motore diesel dovrà avere un rapporto di compressione molto più elevato di quello di un analogo motore a benzina. Questa necessità influenza anche il peso di un motore diesel, che sarà maggiore di quello di un motore a benzina di analoga cilindrata, in quanto le parti del motore dovranno resistere a stress più elevati. Proprio per il suo funzionamento, il motore diesel trae maggiori vantaggi dall'impiego di sistemi di sovralimentazione che effettuano una compressione dell'aria già prima che questa entri nel cilindro.

In questo tipo di motori è di fondamentale importanza il sistema di alimentazione ed in particolare la pompa del combustibile, che regola la quantità di combustibile immessa nei cilindri, nonché il momento esatto dell'immissione stessa. Sulla base della quantità di combustibile immesso ad ogni regime di rotazione, il motore fornisce più o meno potenza in quanto l'aria da questo aspirata è costante e corrisponde sempre al massimo possibile. Nei motori moderni, l'immissione di combustibile è regolata attraverso sistemi elettronici. Si hanno quindi dei moduli di controllo elettronici (ECM – Electronic Control Module) o delle unità di controllo (ECU – Electronic Control Unit) che ricevono i dati da una serie di sensori e sono in grado di calibrare, secondo tabelle o mappe memorizzate, la quantità di combustibile da iniettare e soprattutto il tempo, inteso come momento esatto di immissione. In questo modo si ottiene sempre il valore ottimale per quel determinato regime di rotazione, si massimizza il rendimento del motore e se ne abbassano le emissioni.

Organi del motore diesel.

Un tipico motore Diesel per autotrazione è costituito da un basamento, nel quale sono alloggiati l'albero a gomiti, o albero motore, che ruota sui cuscinetti di banco, le bielle, articolate sui perni di manovella dell'albero per mezzo di cuscinetti, e i cilindri. I pistoni, ciascuno dei quali vincolato alla relativa biella per mezzo di uno spinotto di acciaio, scorrono nei cilindri; la tenuta è assicurata da alcuni anelli elastici, detti comunemente fasce o segmenti, che sono alloggiati in apposite sedi praticate nella parete del pistone. La parte inferiore del basamento è chiusa da una coppa nella quale è contenuto l'olio lubrificante. Superiormente al monoblocco è fissata mediante viti la testata, nella quale sono alloggiata le valvole, con le relative molle, guide e sedi. L'albero a camme, che impartisce il moto alle valvole, viene azionato dall'albero motore tramite catena, ingranaggi o cinghia dentata. Quando esso è alloggiato nel basamento, il moto viene trasmesso alle valvole per mezzo di punterie, aste e bilancieri. Quando invece esso si trova nella testata, le camme agiscono su bilancieri o punterie a bicchiere, che trasmettono il moto direttamente all'estremità dello stelo delle valvole.

La testata.

La testata dei motori diesel è generalmente ricavata da fusioni in lega di alluminio o in .Le valvole generalmente sono almeno due per cilindro, anche se ultimamente ne vengono utilizzate quattro. Al suo interno è ricavata una cavità nella quale scorre il fluido lubrificante che permette di abbassare le elevatissime temperature che si hanno sul piatto fiamma.

La testata viene fissata al basamento per mezzo di viti che devono essere serrate uniformemente secondo un valore prestabilito dalla casa costruttrice, il quale impedisce di variare il volume della camera di combustione e garantisce un funzionamento ottimale del motore.

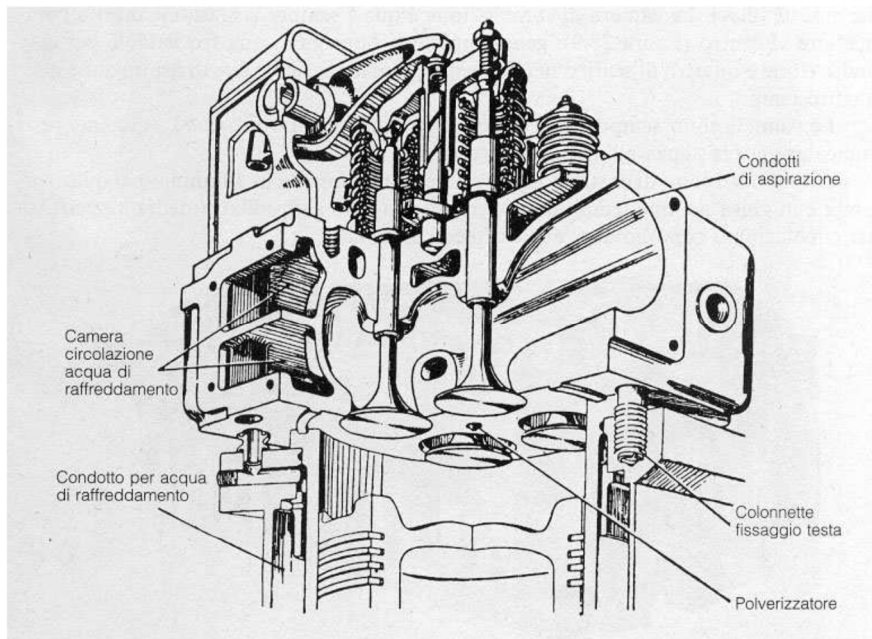


Figura 5: Testata diesel a iniezione diretta.

Il basamento.

Il basamento del motore è chiuso inferiormente dalla coppa dell'olio e superiormente dalla testa, alloggia al suo interno l'albero motore, con relativi cuscinetti, bielle, pistoni e cilindri. Esso è ricavato da una fusione in ghisa o, più raramente, in lega di alluminio che però è maggiormente diffusa nei motori ad accensione comandata. Internamente sono ricavate intercapedini per il passaggio del liquido di raffreddamento e canalizzazioni per il passaggio dell'olio del circuito di lubrificazione.

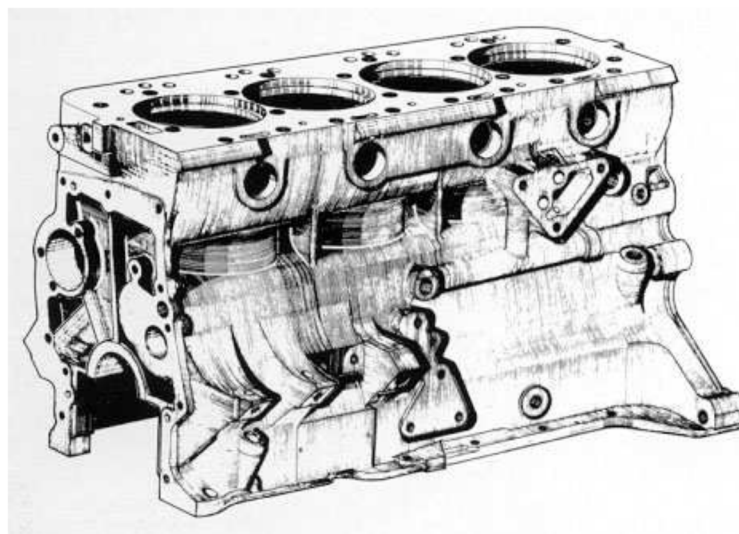


Figura 6: Basamento di un motore Diesel 4 cilindri.

Il pistone.

I pistoni impiegati nei motori diesel sono abbastanza simili a quelli che si usano nei motori a benzina, ma sono da questi generalmente riconoscibili per la particolare forma del cielo. Nei diesel a iniezione diretta infatti la camera di combustione è ricavata completamente nel cielo del pistone, ovvero sulla testa, mentre in quelli a iniezione indiretta solitamente la camera principale è praticamente costituita da una fresatura rettilinea e da due circolari praticate nel cielo. I pistoni sono sempre in lega di alluminio e vengono generalmente ricavati mediante fusione in conchiglia. La forma apparentemente cilindrica è in realtà molto complessa: a freddo il diametro maggiore si ha infatti in prossimità della base del mantello, in direzione perpendicolare all'asse dello spinotto. Il pistone scorre nella canna del cilindro con un lieve gioco diametrale, indispensabile per consentire il mantenimento, in qualunque condizione di funzionamento, di un sottile velo di olio lubrificante che, interponendosi tra le due superfici di lavoro impedisce il contatto metallico diretto.

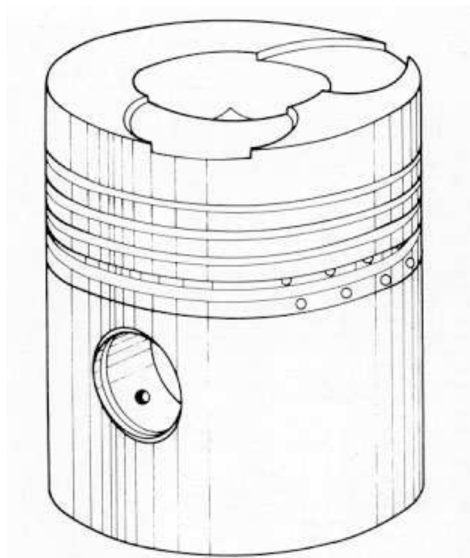


Figura 7: Pistone di un motore diesel a iniezione diretta.

I pistoni per i motori Diesel a iniezione diretta sono caratterizzati da una testa piuttosto alta. Nel disegno sopra è raffigurato un pistone per motore a iniezione diretta, si possono osservare le quattro cave per i segmenti, quella per il raschiaolio è dotata di numerosi fori, praticati anche subito sotto di essa, per consentire il passaggio dell'olio lubrificante asportato dalla parete del cilindro. La camera di combustione è toroidale e le due svasature hanno lo scopo di evitare qualsiasi rischio di contatto con le valvole durante la fase di "incrocio".

Segmenti, bielle e albero motore.

Le bielle sono di norma realizzate in acciaio forgiato e la loro superficie esterna è talvolta sottoposta a pallinatura per migliorarne la resistenza a fatica. L'estremità più piccola viene detta piede di biella e in essa è praticato un foro cilindrico in cui, generalmente tramite interposizione di una boccola, lavora lo spinotto. L'altra estremità, collegata alla prima tramite il fusto, prende il nome di testa di biella. Nei diesel per autotrazione attualmente in commercio quest'ultima è di tipo composito, ovvero è dotata di un cappello che viene fissato a valori precisi mediante viti o bulloni. In questo modo le bielle, con relativi cuscinetti speciali antifrizione chiamati comunemente bronzine, possono essere installate sui perni di manovella dell'albero a gomiti. Quest'ultimo, detto anche albero motore, è in genere in acciaio forgiato. I perni di banco e di biella, i cui primi lavorano generalmente su cuscinetti a rulli o a sfere e meno frequentemente sulle bronzine, sono rettificati. L'albero a gomiti ruota quindi su cuscinetti alloggiati nei supporti di banco e di norma ciascuno di questi è dotato di un cappello amovibile che viene fissato al basamento per mezzo di due viti. I cuscinetti vengono installati nei loro alloggiamenti con una certa interferenza che impedisce loro qualunque possibilità di spostamento. Sono inoltre dotati di un nasello che ne assicura il corretto posizionamento.

La figura sottostante mostra un albero a gomiti di un motore a quattro cilindri, con cinque perni di banco e contrappesi integrali. Varie canalizzazioni interne rendono possibile il passaggio dell'olio lubrificante dai cuscinetti di banco a quelli di biella.

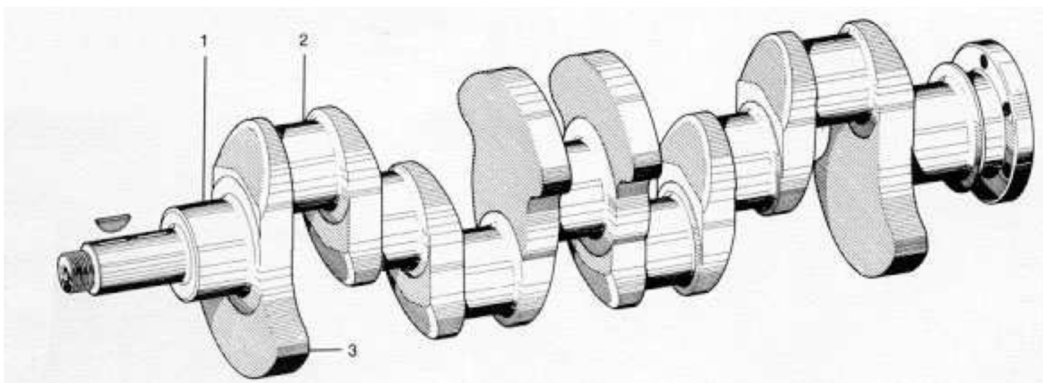


Figura 8: Albero a gomiti di un motore a quattro cilindri.

Nella figura sotto invece, che rappresenta un gruppo pistone-biella di un motore diesel a iniezione diretta, si osservano le sezioni dei due segmenti di tenuta e del raschiaolio; quest'ultimo è dotato di una molla che lo preme contro la parete del cilindro migliorandone l'efficacia. La superficie di lavoro dei segmenti, ovvero quella che entra a diretto contatto con la parete del cilindro, viene spesso ricoperta con un sottile strato di cromo o di molibdeno in modo da ottenere una grande durata ed un'eccellente resistenza delle fasce alle alte pressioni e temperature ed all'attacco chimico causato da composti acidi che si formano all'interno del cilindro in determinate condizioni di esercizio. I segmenti, detti anche fasce elastiche o anelli del pistone, sono generalmente in ghisa o meno frequentemente, in acciaio. La biella raffigurata nel disegno è dotata di una canalizzazione che, partendo dal cuscinetto installato nella testa, la percorre per tutta la lunghezza permettendo così all'olio in pressione di raggiungere lo spinotto. Questo nei motori diesel a iniezione diretta è dotato in genere di un diametro piuttosto rilevante per poter resistere alle alte forze in gioco.

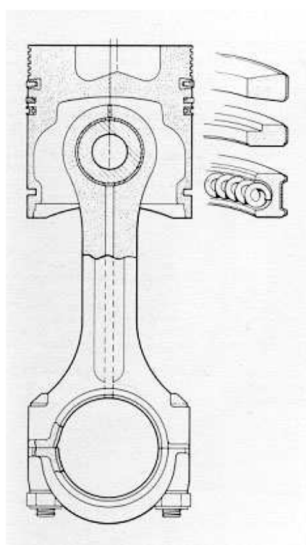


Figura 9: Gruppo pistone-biella.

Le canne dei cilindri.

Nel monoblocco sono ricavate le sedi dei cilindri o le pareti laterali dei cilindri stessi. Quest'ultime prendono il nome di canne e formano un pezzo unico col monoblocco e si dicono canne integrali, cioè ricavate direttamente nel basamento, solo quando questo è costituito da una fusione in ghisa. Altrimenti quando si impiegano leghe leggere, si è

costretti ad utilizzare canne riportate, perché il materiale di cui è costituito il monoblocco non garantisce quell'elevata durezza superficiale necessaria nelle zone a contatto diretto col moto dello stantuffo. Quindi a questo proposito la superficie di lavoro delle canne riportate, realizzate in ghisa o assai più raramente in acciaio, può essere sottoposta a trattamenti che le conferiscono una eccellente resistenza all'usura. Le canne riportate possono essere montate a secco oppure in umido. Nel primo caso le canne sono inserite nei fori cilindrici ricavati dal basamento e quindi sono a contatto diretto con questo per tutta la loro lunghezza. Nel secondo caso invece sono di spessore piuttosto cospicuo e vengono lambite esternamente dal liquido refrigerante. Mentre nel secondo caso le camicie fanno anche da tenuta contro le infiltrazioni di acqua nel cilindro, in quelle a secco non sussistono problemi di tenuta, ma peggiora la trasmissione di calore fra le intercapedini dei cilindri contenenti il liquido refrigerante e le camicie stesse.

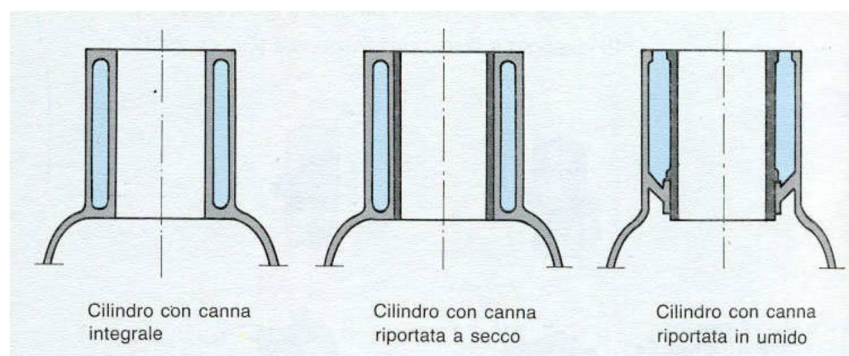


Figura 10: Diversi esempi di cilindri con canne.

Gli organi della distribuzione.

Gli organi della distribuzione sono costituiti da tutti quei componenti per mezzo dei quali viene regolato il flusso di gas che entra ed esce dai cilindri. L'albero a camme, che può essere posto nel basamento o nella testata del motore, viene azionato per mezzo di ingranaggi, catene o cinghie dentate. Questo nei motori a quattro tempi ruota a velocità dimezzata rispetto l'albero motore, mentre in quelli a due tempi ruota alla medesima velocità (in quanto a un giro dell'albero motore deve corrispondere anche un giro dell'albero a camme). Nei motori di notevole cilindrata, impiegati su autocarri medi e pesanti, esso è generalmente posto nel basamento e comanda le valvole per mezzo di punterie, aste e bilancieri. Come rappresentato nella figura seguente.

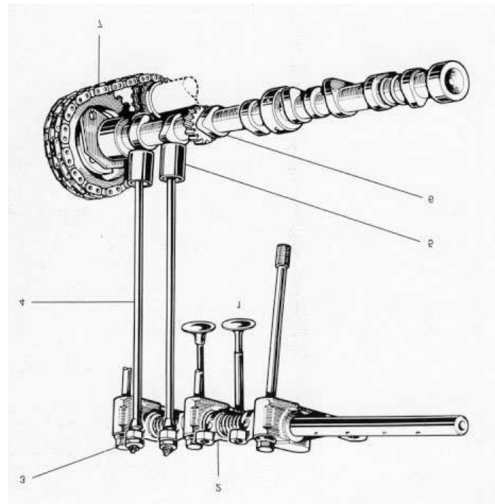


Figura 11: Organi di distribuzione.

Le camme o eccentrici sono indurite o comunque trattate superficialmente. Durante la rotazione esse trasmettono il moto, che da rotatorio si trasforma in rettilineo alternato, alle punterie o in alcuni casi ai pattini dei bilancieri. Le superfici di lavoro di questi organi sono sottoposte ad elevatissime pressioni di contatto e devono essere adeguatamente lubrificate in modo da minimizzare l'usura ed assicurare una grande durata. Nella testa sono installate le guide delle valvole, costituite da cilindri in ghisa o meno comunemente in bronzo, forati assialmente. In esse scorrono, con ridottissimo gioco diametrico di alcuni centesimi di millimetro, gli steli delle valvole. Le guide, come pure le sedi, sono installate con interferenza nei loro alloggiamenti nella testa, cioè il diametro esterno della guida è leggermente maggiore rispetto a quello dell'alloggiamento. Per il montaggio è quindi indispensabile far ricorso a una pressa idraulica o al metodo termico: riscaldamento della testata e/o raffreddamento della guida.

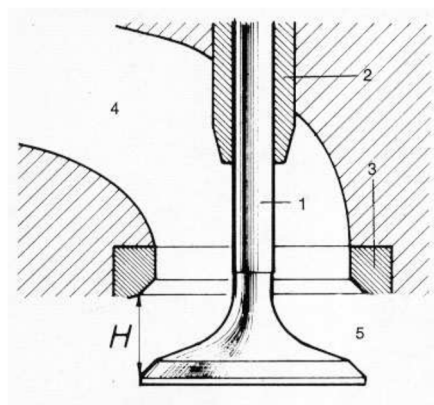


Figura 12: (1) Valvola; (2) Guida della valvola; (3) Sede della valvola; (4) Condotto; (5) Camera di combustione; H=alzata valvola.

Il movimento delle valvole è governato dal profilo degli eccentrici, le molle servono a mantenere ogni punteria a contatto con il proprio eccentrico durante tutto il periodo di apertura ed assicurare, quando la valvola è in contatto con la propria sede, la perfetta ed ermetica chiusura. Le molle sono sempre del tipo ad elica cilindrica.

Le valvole sono del tutto simili, come del resto gli organi di distribuzione, a quelle impiegate nei motori a benzina. Ciascuna di esse è costituita da una testa o fungo, e uno stelo. Le valvole di scarico vengono lambite dai caldissimi gas combusti e di conseguenza lavorano ad un'elevata temperatura. Le loro condizioni di funzionamento sono particolarmente gravose nel caso di motori sovralimentati. Per questo motivo si impiegano acciai speciali o leghe a base di nickel. Non sono rari esempi di valvole bimetalliche, con stelo in materiale particolarmente resistente all'usura da sfregamento e fungo in materiale resistente alle alte temperature. Generalmente le valvole subiscono anche trattamenti superficiali, termochimici o sono dotate di riporti di materiale duro, che assicurano loro una grande durata.

Gli iniettori.

La pompa di iniezione invia il gasolio sotto elevata pressione agli iniettori che lo immettono nella camera di combustione sotto forma di uno o più getti opportunamente orientati. Ciascun iniettore è composto da un porta-polverizzatore, costituito in genere da un cilindro d'acciaio fissato alla testata, da un pulverizzatore, la cui estremità è munita di uno o più fori, e da un ago. Quest'ultimo sotto la spinta di una molla tarata agente su di esso tramite un'asta, impedisce il passaggio del gasolio al foro del pulverizzatore, consentendolo solo durante la fase di iniezione, quando cioè la pompa fa innalzare rapidamente a valori importanti la pressione del combustibile.

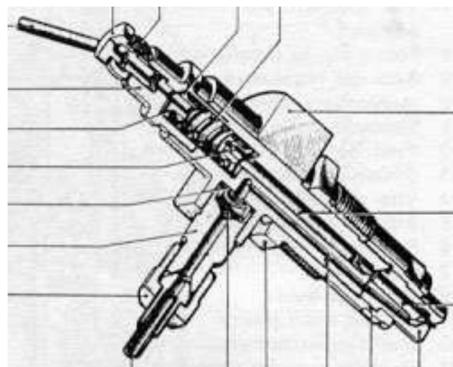


Figura 13: Iniettore a foro unico.

Il funzionamento è molto semplice: attraverso le tubazioni di mandata il gasolio giunge all'iniettore, all'interno del quale raggiunge, tramite opportune canalizzazioni, la camera anulare dove l'elevata pressione solleva l'ago e permette quindi la fuoriuscita con violenza attraverso uno o più fori del pulverizzatore. La pressione d'iniezione viene determinata dal carico della molla, che in genere può essere regolato per mezzo di pastiglie calibrate in acciaio o di un registro a vite. Vengono generalmente fissati alla pompa di iniezione o addirittura alloggiati nel corpo pompa anche un "variante di anticipo" ed un "regolatore di velocità". Il primo ha la funzione di adeguare l'anticipo di iniezione alla velocità di rotazione del motore. Agli alti regimi, poiché il tempo per la formazione della miscela aria-gasolio e per la sua combustione è minore e poiché la durata del ritardo all'accensione, benché inferiore come tempo, in realtà risulta maggiore se espressa in gradi di rotazione dell'albero a gomiti, è necessario che l'anticipo di iniezione sia maggiore. I variatori funzionano sfruttando la forza centrifuga agente su delle masse rotanti in essi installate. I regolatori di velocità servono ad impedire che il motore raggiunga velocità superiori al regime massimo ammesso o inferiori a quello minimo ovvero che, in seguito ad improvvise variazioni della coppia resistente, si possano avere bruschi e considerevoli cambiamenti di regime. Il regolatore agisce facendo variare automaticamente la portata della pompa di iniezione ed assicurando quindi il corretto funzionamento del motore al minimo, a vuoto ed in qualunque condizione di impiego.

Il Common Rail.



Figura 14: Sistema Common Rail.

Per ottenere una buona combustione nei motori diesel, considerato l'utilizzo di un combustibile poco pregiato come il gasolio, è di fondamentale importanza ottenere una buona miscelazione. È richiesta quindi un'ottima immissione del combustibile. La combustione diffusiva che si ottiene in questi motori necessita di un rapporto stechiometrico locale mentre, poiché la carica non è omogenea, non necessita di un opportuno rapporto di miscela globale. Questo fatto permette di eseguire la regolazione del motore agendo sulla quantità di combustibile da iniettare, senza dubbio migliore della regolazione per quantità dei motori a scintilla, che prevede la presenza di un corpo farfallato a monte dell'aspirazione che causa inevitabili perdite.

Nel campo di funzionamento del motore la quantità di combustibile iniettabile è limitata da fattori come emissioni gassose e carichi meccanici e termici agenti sugli elementi strutturali. Per fare fronte a tali fattori il sistema di iniezione deve essere in grado di svolgere correttamente le operazioni di dosaggio adeguato del combustibile in funzione di carico a regime, di distribuzione uniforme di combustibile in funzione di carico a regime, di fasatura del periodo di iniezione in funzione del carico a regime, e fornire una corretta portata in relazione ai gradienti di pressione nel cilindro, garantire una formazione dello spray che permetta un soddisfacente mescolamento con l'aria.

Il sistema Common Rail, ideato per soddisfare le esigenze di corretto dosaggio di combustibile, è composto principalmente da una pompa ad alta pressione che mantiene il combustibile alla pressione di circa 1350 bar e da un distributore comune che alimenta tutti gli iniettori. Si tratta quindi di un sistema di accumulazione di combustibile in pressione che permette una pressione di iniezione molto alta su tutto il campo di funzionamento del motore.

La fasatura e la dosatura, che devono variare in funzione di regime e carico, vengono gestite da una centralina che comanda elettromagneticamente l'apertura e la chiusura degli iniettori. I componenti principali di tale sistema sono:

- pompa ad alta pressione a pistoni radiali;
- distributore a flauto;
- sensore di pressione nel distributore;

- elettroiniettori;
- smorzatore di pulsazioni nel distributore;
- centralina elettronica;

La pressione dell'accumulatore viene rilevata da un sensore posto nel condotto di accumulazione e mantenuta ad un valore desiderato grazie alla valvola regolatrice. Il successo di questo sistema di iniezione è dovuto agli enormi vantaggi quali:

- la pressione non è influenzata dal regime di rotazione del motore e quindi anche ai bassi regimi si possono avere iniezioni che permettono grande polverizzazione e diffusione del combustibile garantendo un'ottima combustione;
- riduzione della rumorosità agli iniettori;
- libertà di posizionamento e dimensione degli iniettori a tutto vantaggio del lay-out della testata;
- riduzione della fumosità in quanto non vi sono più fluttuazioni di pressione al variare del regime;

Inoltre tale sistema permette di effettuare più iniezioni nello stesso ciclo, con enormi vantaggi per quanto riguarda il rendimento della combustione e le sue emissioni.

Progettazione della testata.

Testata.

Il disegno e la progettazione dell'intera testata iniziano dalla conoscenza della guarnizione di testa del motore Twin Air, attualmente in commercio nella versione a benzina. Partendo quindi dalla guarnizione di testa riportata nella figura di seguito, e analizzandone il relativo basamento, si definiscono tutte le parti di cui è composta la testata, come il circuito di raffreddamento, il passaggio dell'olio di lubrificazione, le sedi per i prigionieri e quelle per i grani di centraggio. Di seguito è riportata poi la guarnizione di testa realizzata in 3D nel software di modellazione solida.



Figura 15: Guarnizione di testa Twin Air.

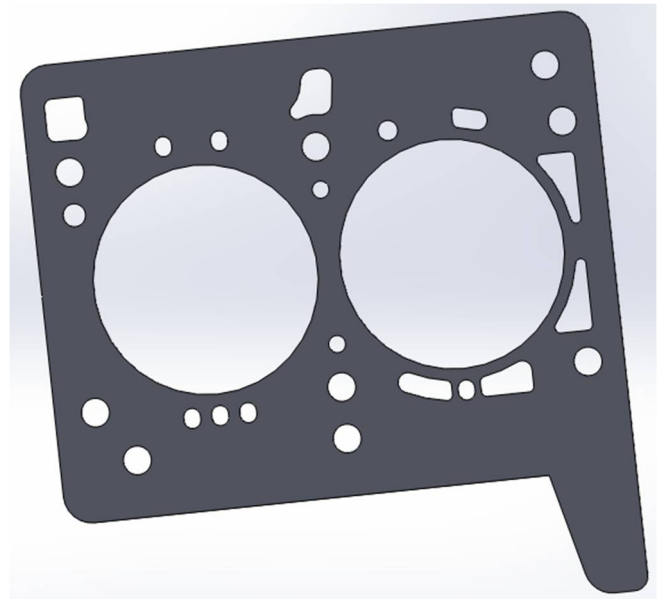


Figura 16: Guarnizione di testa realizzata in 3D

Si comincia quindi estrudendo la testata come un parallelepipedo pieno, partendo dalla guarnizione di testa ridisegnata, fedelmente a quella reale sul software 3D, e successivamente si scavano tutte le altre parti. Si disegna quindi l'unico canale di scarico e i due di aspirazione, facendo attenzione a posizionarli correttamente, considerando che il condotto di scarico deve essere leggermente divergente e che quelli di aspirazione devono essere leggermente convergenti. Il condotto di scarico che è attraversato dai fumi caldi derivanti dalla combustione scalda maggiormente la testa e va posizionato dove ci sono più

fori di raffreddamento. I condotti di aspirazione sono realizzati separati, due per ogni cilindro, con un imbocco di 32 mm uguale per entrambi i condotti. Dalle figure seguenti è possibile vedere la testata già completa, dove vengono evidenziati i canali di aspirazione e di scarico realizzati come descritto.

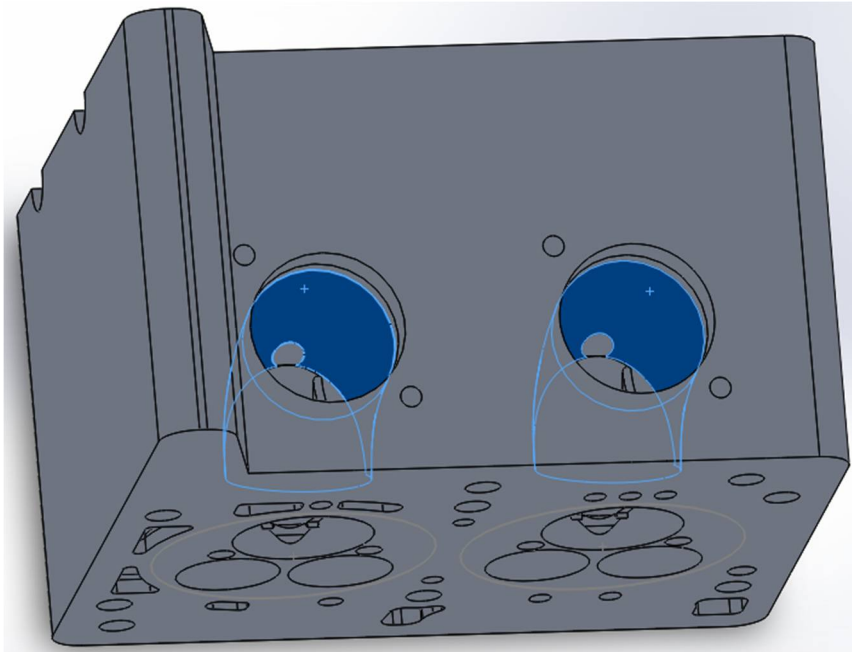


Figura 17: Canali di scarico nella testata.

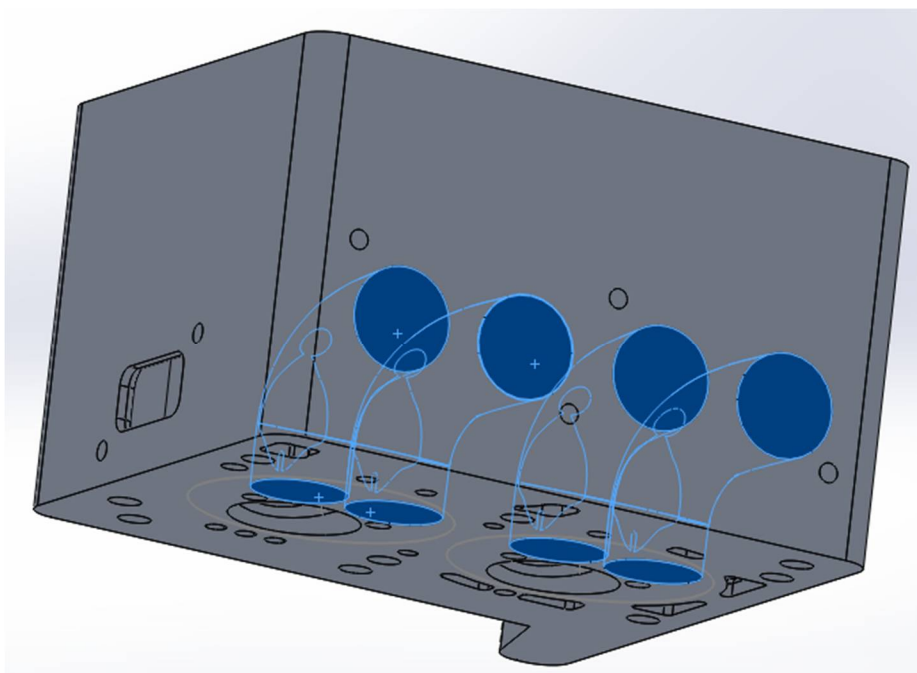


Figura 18: Canali di aspirazione nella testata.

Come si vede dall'immagine seguente i condotti di aspirazione e scarico non sono perfettamente cilindrici ma presentano una forma particolare per questioni di interferenza. Infatti onde evitare che la sede dell'iniettore vada a "bucare" lo scarico o l'aspirazione è stato necessario rimodellare in maniera opportuna i condotti, si è cercato di modellarli in maniera tale che questi possano intralciare in minor maniera possibile il passaggio dei gas.

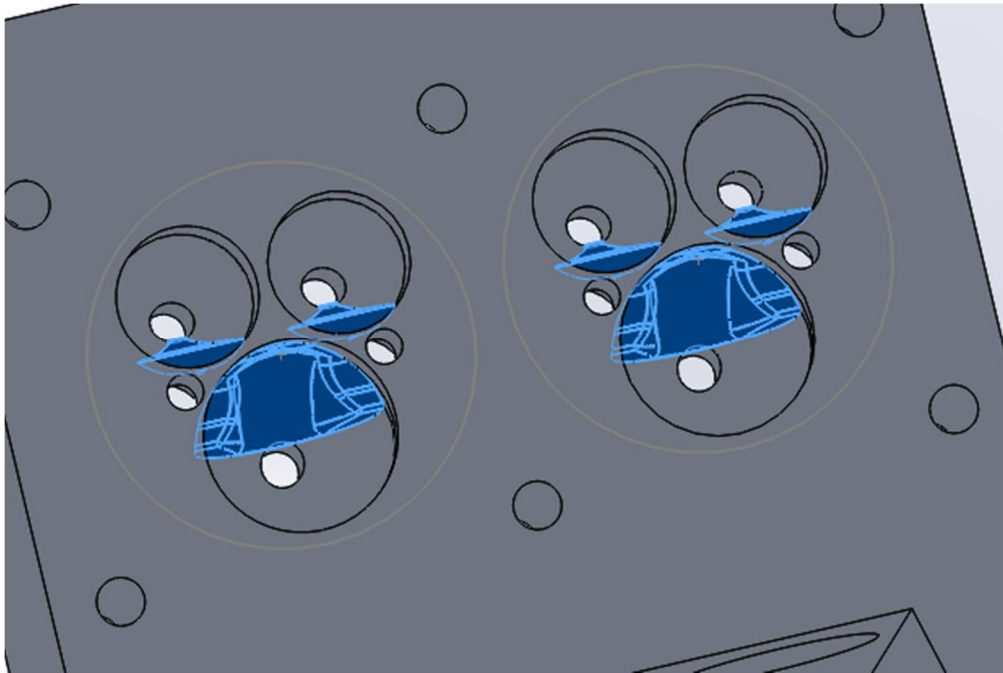


Figura 19: profilo condotti di aspirazione e scarico.

Si disegnano quindi le sedi delle valvole sul piatto fiamma, facendo riferimento al manuale di uso e manutenzione del motore Audi A4 1.9 Tdi, perché si considera di utilizzare le valvole di aspirazione commerciali dello stesso motore. Si prevedono quindi gli alloggiamenti per le tre valvole, poste in posizione verticale e per i quattro iniettori, due per ogni cilindro, anch'essi in posizione verticale, il più centrale possibile rispetto la camera di combustione. Come precedentemente detto l'inserimento di due iniettori per cilindro anziché uno unico permette una più uniforme e veloce distribuzione del combustibile e soprattutto garantisce un continuo funzionamento di entrambi i cilindri in caso di malfunzionamento dell'iniettore stesso (che per un motore aeronautico bicilindrico è di fondamentale importanza). L'iniettore è un modello Bosch standard Common Rail. Di seguito è riportato l'iniettore ridisegnato all'interno dell'ambiente virtuale rispettando fedelmente le misure del modello reale.

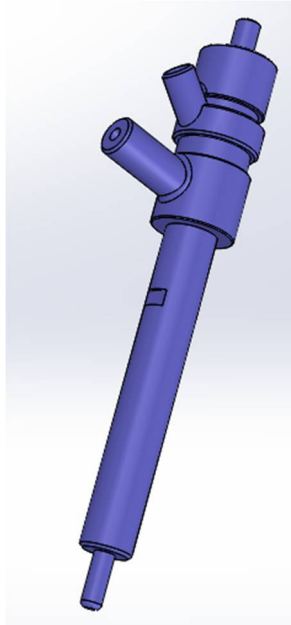


Figura 20: Iniettore Common Rail Bosch.

Di seguito si riportano le indicazioni per la realizzazione delle valvole e le rispettive sedi nella testata.

Caratteristiche (mm)	Aspirazione	Scarico
Diametro testa (a)	29.40	40
Diametro stelo (b)	5,98	5,98
Lunghezza (c)	95	95
Angolo portata (α)	45°	45°

Figura 21: Dimensioni delle valvole utilizzate.

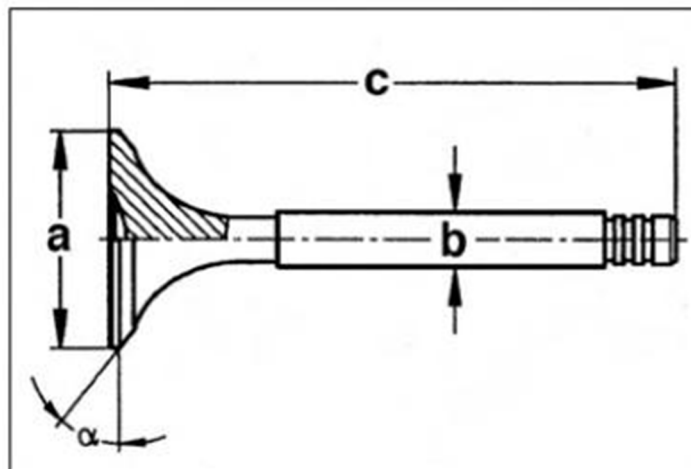


Figura 22: Riferimenti geometria valvole.

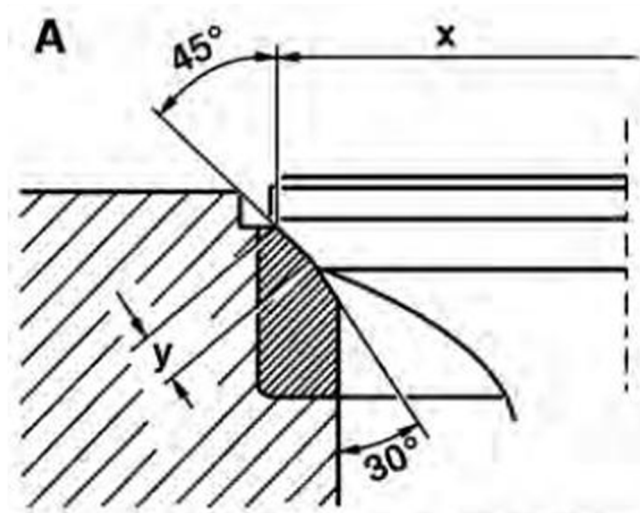


Figura 23: Geometria sedi valvole di aspirazione.

Si considera quindi di realizzare una camera di combustione piana e a pari livello con il piano della testa. Anche il cielo del pistone è piano ed esiste quindi solamente uno spazio di 1 mm tra il piatto fiamma della testata e il cielo del pistone quando esso si trova al punto morto superiore, dato dalla presenza della guarnizione di testa di spessore appunto di 1mm.

Coerentemente con le considerazioni fatte sulla guarnizione di testa, si realizzano dei fori di diametro 10 mm per l'alloggiamento di 6 prigionieri.

A questo punto ci si occupa di realizzare diverse cavità con il comando foro base per il passaggio dell'acqua di raffreddamento all'interno della testa, seguendo i fori sulla guarnizione di testa e considerando uno spessore di circa 5-6 mm per i condotti di aspirazione e scarico. Inoltre durante tale operazione si ipotizza che lo spessore del piatto fiamma sia di circa 6 mm e si fa in modo che i condotti di aspirazione e scarico risultino completamente circondati dal liquido refrigerante. Si aggiungono quindi diversi raccordi per permettere all'acqua di fluire al meglio. Si realizzano poi un foro rettangolare per l'uscita dell'acqua e i fori filettati per il fissaggio dei collettori di aspirazione e scarico e dell'acqua di raffreddamento.

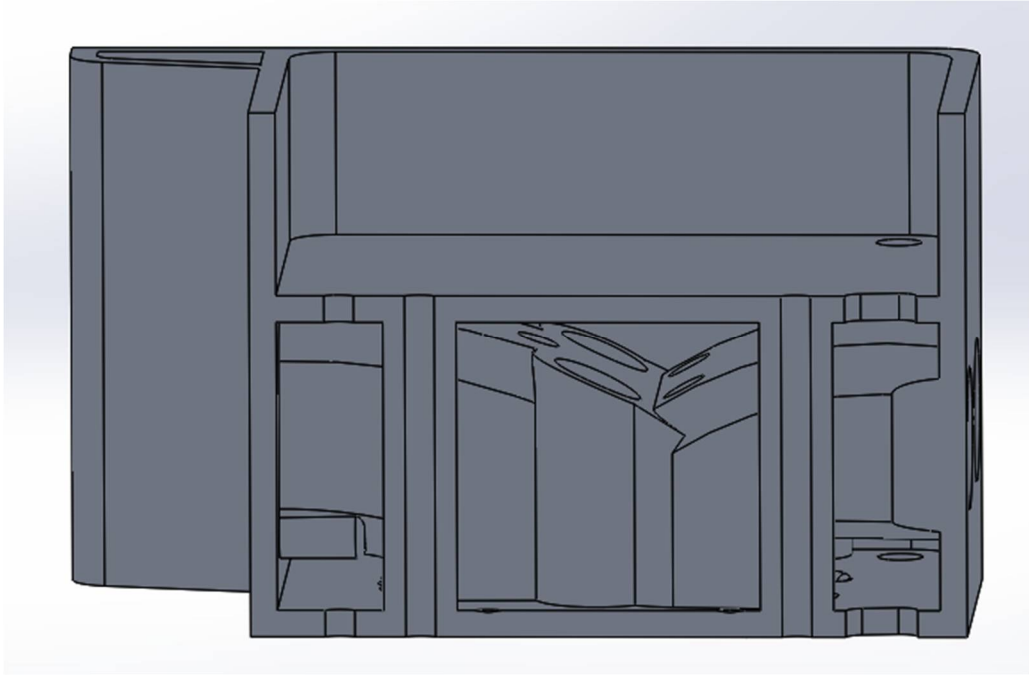


Figura 241: Sezione della testa per evidenziare canali di raffreddamento e prigionieri.

Per chiudere la zona di raffreddamento si aggiunge un piano superiore di spessore circa 6 mm, sul quale verranno realizzate le varie componenti per la distribuzione. Nella parte superiore del piano di distribuzione arriva l'olio di lubrificazione, per questo si realizzano i fori di scarico e mandata dell'olio, rispettando sempre le geometrie imposte dalla guarnizione di testa. Il livello dell'olio deve essere tale da mantenere sempre il diametro delle camme a bagno d'olio, quindi i fori dell'olio sono stati portati all'altezza opportuna. A questo punto si effettua un'estrusione per creare lo spazio per valvole e iniettori, che va dalla faccia interna del piano fino a toccare i condotti di aspirazione e scarico. Si riportano quindi tutti i fori mancanti: fori valvole, fori passaggio iniettore e fori per i prigionieri. Di seguito sono mostrate alcune immagini della testata che evidenziano le parti interne appena esposte.

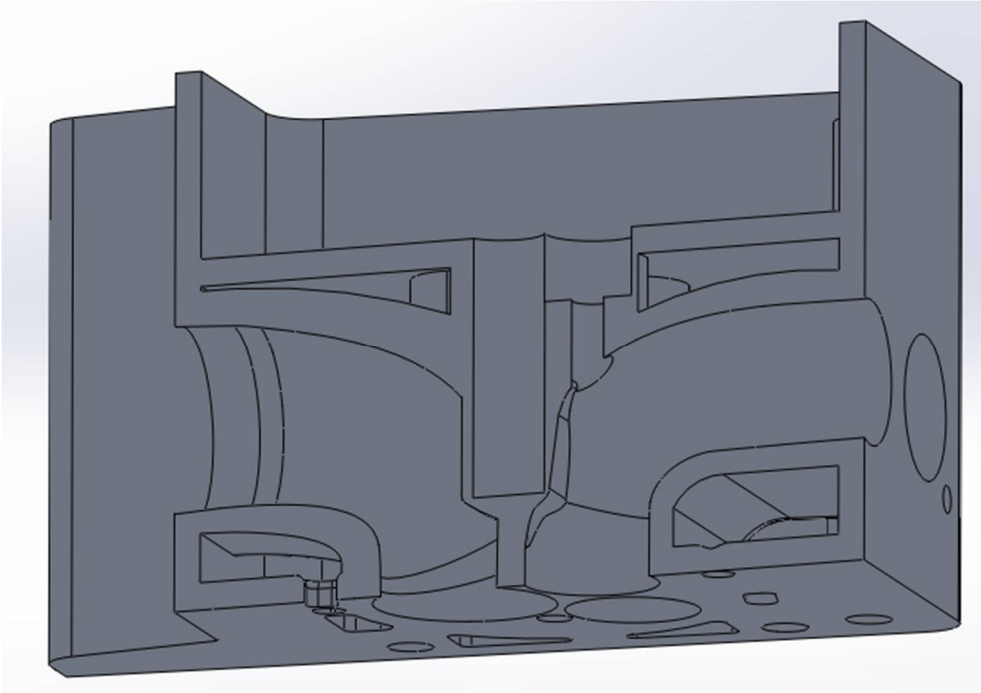


Figura 25: Sezione della testata che evidenzia i condotti e il circuito di raffreddamento.

Come si può vedere la configurazione trovata lascia solo un piccolo spessore tra l'alloggiamento degli iniettori e i condotti, questo può divenire un problema per quanto riguarda i condotti di scarico in quanto i fumi di scarico potrebbero portare a temperature troppo elevate l'iniettore stesso causandone malfunzionamenti. Sarà quindi oggetto di studi futuri cercare di ricavare un intercapedine per il passaggio del refrigerante tra le due parti per ovviare a questo problema.

Si aggiungono poi tutte le parti per l'alloggiamento dei bilancieri e degli alberi a camme nella parte superiore, sono previsti quindi supporti per i bilancieri, uno per ogni valvola e due alberi a camme per la distribuzione, alloggiati tra la testata e il coperchio. Si realizzano 8 sedi per il fissaggio del coperchio, smussate, nelle quale sono stati previsti fori M10. Il coperchio, nel lato verso la testa, dovrà essere piatto. Dovrà inoltre permettere il fissaggio degli iniettori, collegati alle loro sedi, e dovrà essere possibile la loro rimozione senza aprire il coperchio e dovrà quindi essere isolato dall'olio di lubrificazione. Si prevedono, al di sopra di questa estrusione, diversi fori M8 per il fissaggio degli iniettori. Per terminare il disegno della testa è stato creato lo spazio per alloggiare delle rondelle da 18 mm attorno ai prigionieri, e infine è stata raccordata la parte sopra il piano di divisione acqua-olio.

Di seguito sono descritte le diverse parti realizzate nell'ambiente virtuale di modellazione solida di Solidworks, rispettando fedelmente le dimensioni dei componenti reali che si è deciso di utilizzare.

Valvole.

Per il disegno delle valvole di aspirazione si sono rispettate fedelmente le dimensioni delle valvole del motore Audi 1.9 Tdi, mentre per quelle di scarico si è ridisegnata una nuova valvola di diametro 40 mm come spiegato in precedenza.

Disegnate le valvole si realizzano le guide all'interno delle quali queste devono scorrere. Le guide sono complessivamente lunghe circa 41 mm, dei quali 30 mm andranno verso la camera di combustione fino ad affacciarsi dentro i condotti di scarico e aspirazione. Da questo lato la guida valvole è stata smussata. Sopra questi 30 mm ci sono 3 mm dove il diametro aumenta a 18 mm, per l'alloggiamento nella testata. Sopra questi, infine, ci sono gli ultimi 8 mm dove il diametro è 12 mm, per permettere l'alloggiamento delle molle.

Per completare l'assieme delle valvole si disegna una molla, con spire di 3 mm e alta 30, oltre a un piccolo bicchiere che andrà a contatto con la parte di bilanciere destinata alla movimentazione delle valvole.

La regolazione del gioco valvole nel motore Audi 1.9 Tdi avviene in modo idraulico e non è stato riprodotto tale sistema.

Si procede poi ad assemblare la valvola e il risultato viene mostrato nella figura seguente.

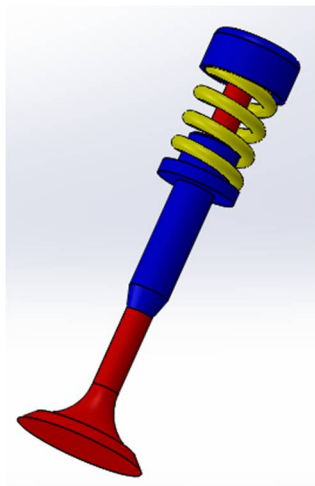


Figura 26: valvola di aspirazione completa.

Bilancieri.

Il bilanciere è stato ricreato come formato da due lamiere smussate, tenute unite da tre perni. Uno di questi è quello che permette la rotazione del bilanciere attorno alla sua sede sulla testa. Un altro permette l'alloggiamento del rullo, di diametro interno 10 mm e diametro esterno 18 mm, sul quale è costantemente tangente il profilo della camma dell'albero di distribuzione.

Il terzo ed ultimo perno tiene il rullo che andrà a spingere verso il basso la valvola, assunto di diametro intero 6 mm ed esterno di 10 mm. Nella figura seguente è mostrato il bilanciere realizzato con il software di modellazione solida.

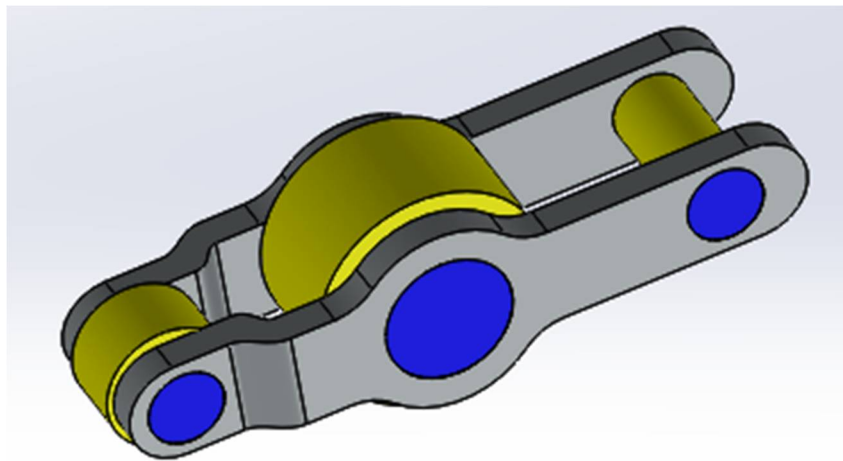


Figura 27: Bilanciere completo.

Albero a camme.

Gli alberi a camme sono diversi ovviamente per aspirazione e scarico, poiché le relative valvole, oltre a differire in numero, sono strutturalmente diverse e quindi non stanno nella stessa posizione relativa nella camera di combustione. Avremo quindi 4 camme per l'albero di aspirazione e 2 per l'albero di scarico, una per ogni valvola. Gli alberi della distribuzione sono stati disegnati solamente in modo qualitativo, per rappresentazione, in quanto non era oggetto di questa tesi realizzare uno studio approfondito sulla fasatura e apertura delle valvole. Di seguito viene riportato l'albero a camme di aspirazione.

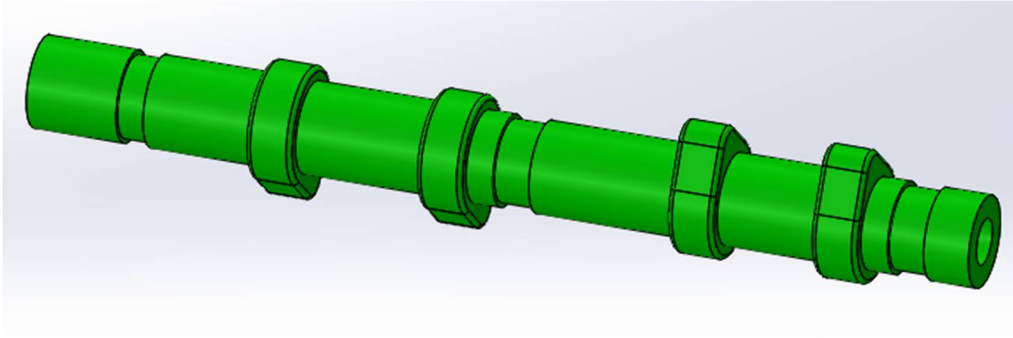


Figura 28: Albero a camme della distribuzione.

Coperchio.

Il coperchio è di un'apposita plastica rinforzata e deve permettere sufficiente spazio alla rotazione delle camme ma anche sufficiente spazio per l'alloggiamento degli iniettori. Permette inoltre l'alloggiamento degli alberi a camme della distribuzione. Per consentirne l'assemblaggio, sono state disegnate anche le brugole M10 con rispettive rondelle.

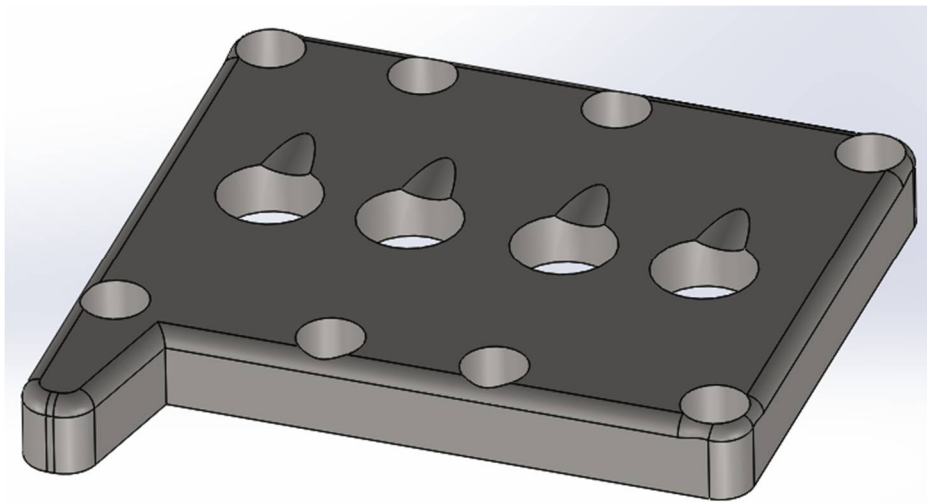


Figura 29: Coperchio.

Testata completa.

Di seguito si riportano alcune immagini tratte direttamente dal software di modellazione solida che rappresentano il motore completamente assemblato.

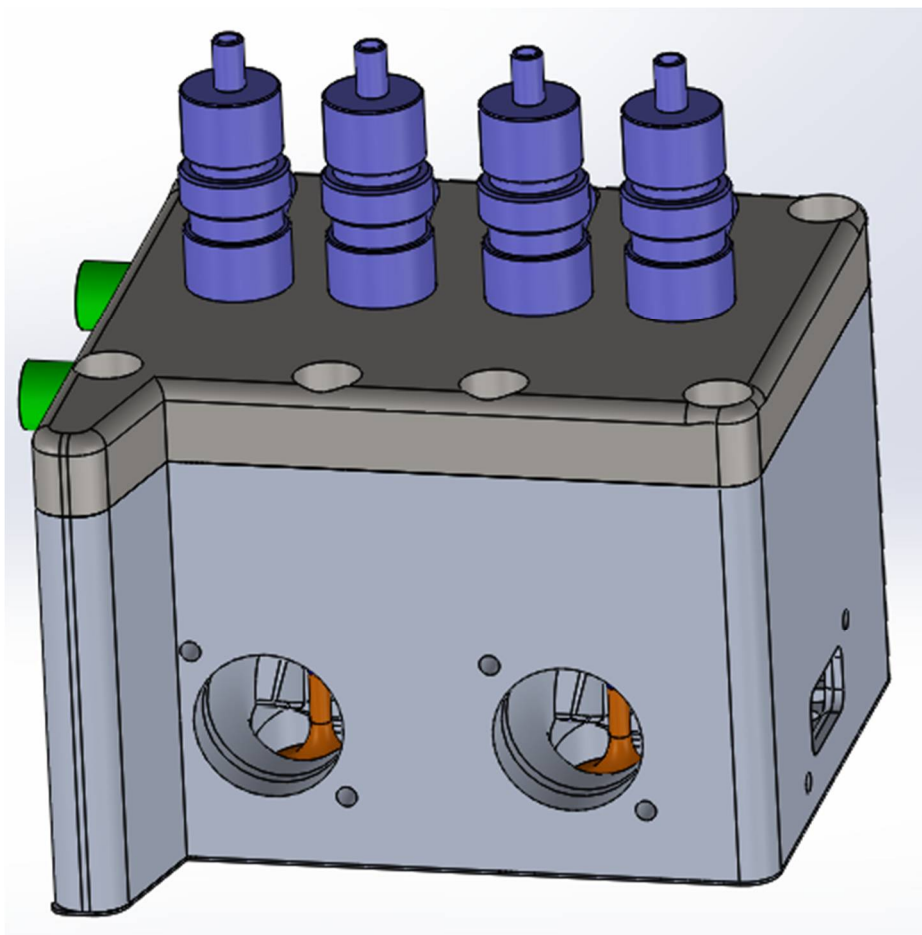


Figura 30: Testata completa, esterno.

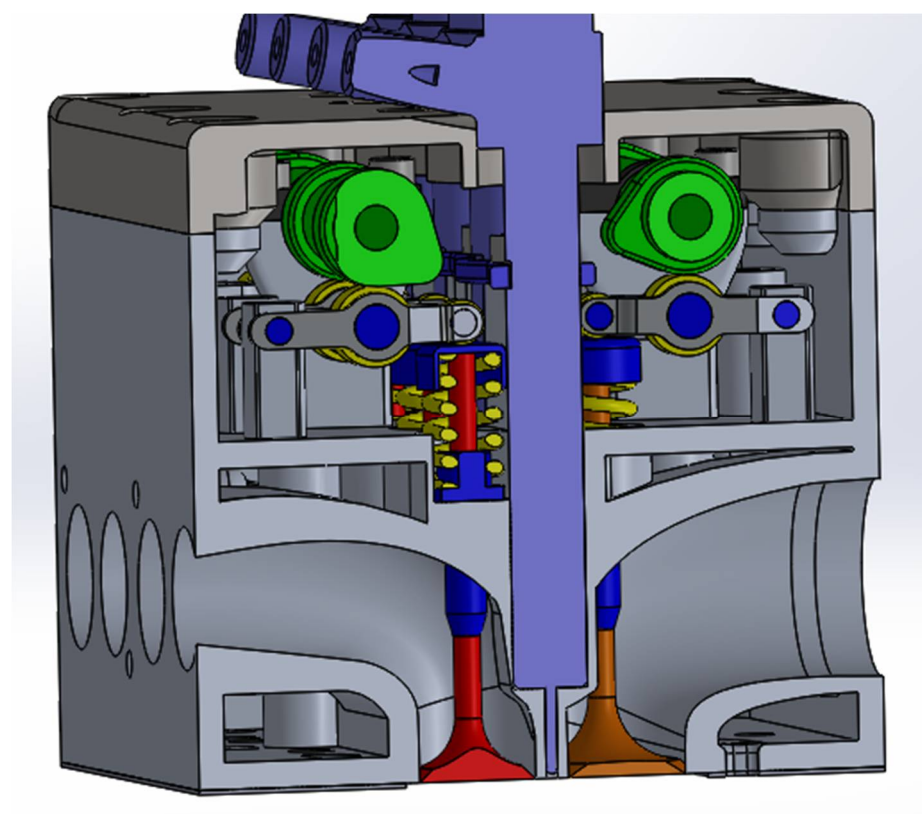


Figura 31: Sezione della testata che mostra valvole e distribuzione.

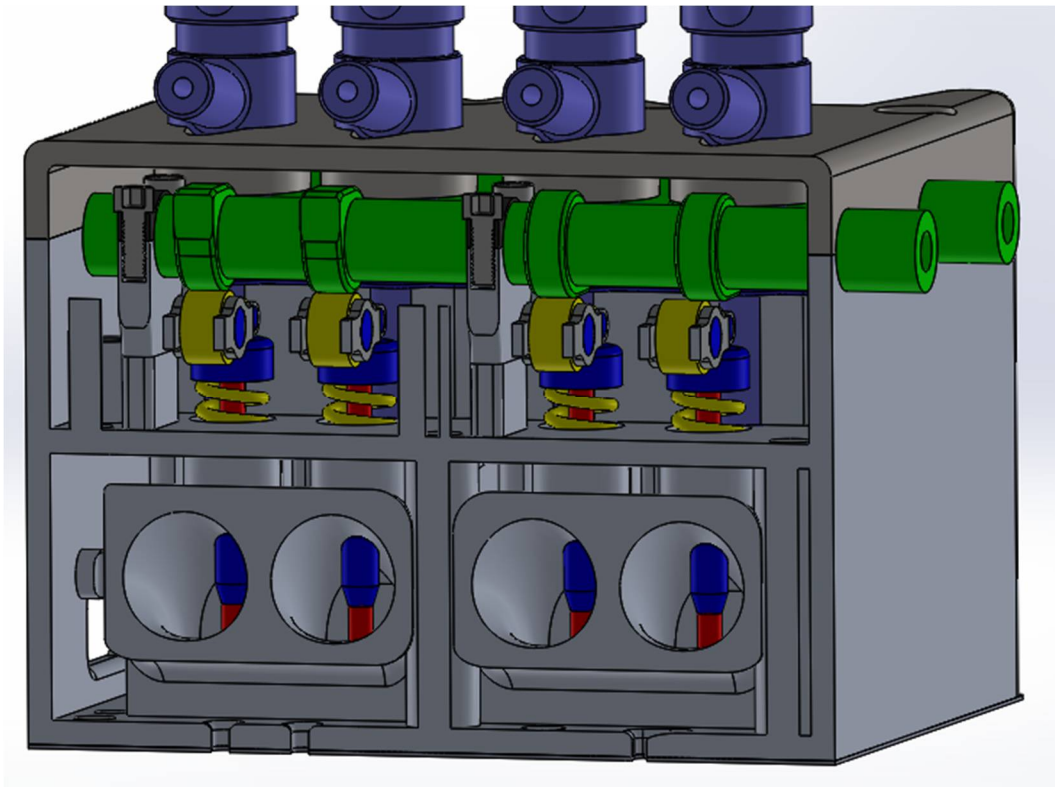


Figura 32: Sezione della testata dalla parte dello scarico.

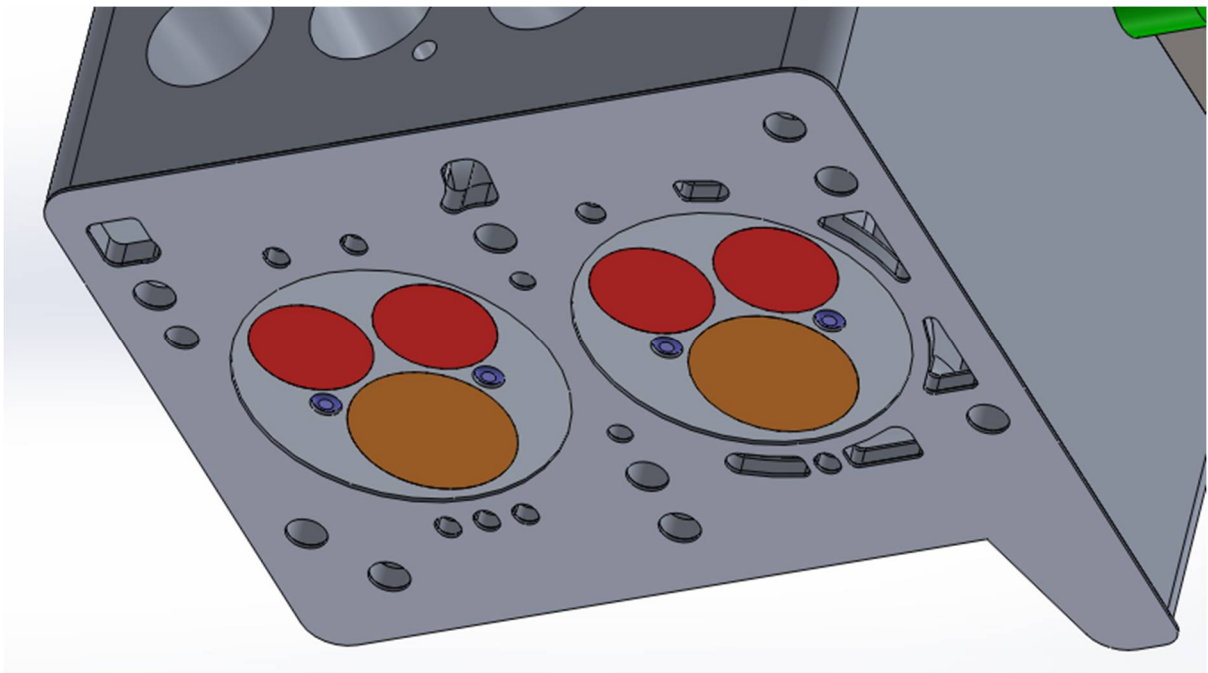


Figura 33: Piatto fiamma con guarnizione di testa e valvole.

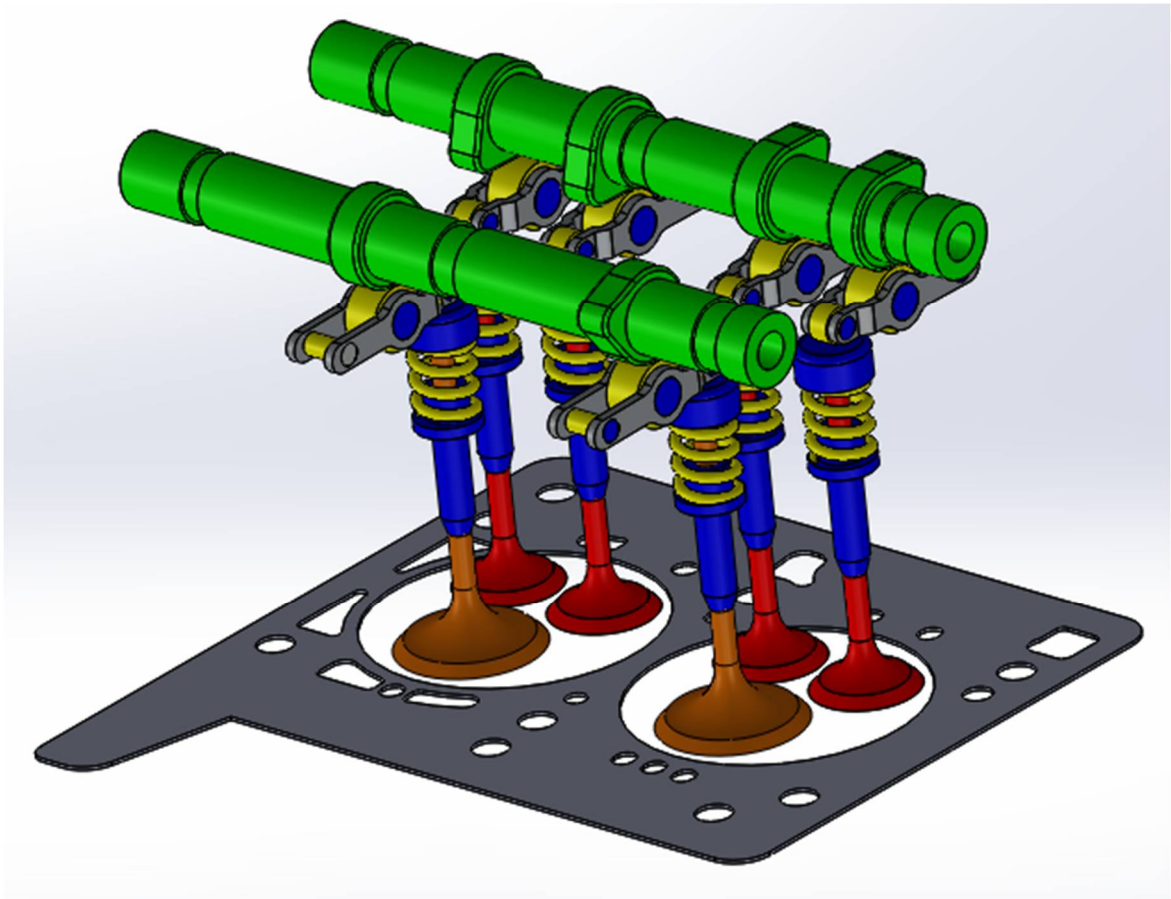


Figura 34: Testata, coperchio e iniettori nascosti per evidenziare la distribuzione.

Metodo degli elementi finiti.

Generalità.

Il metodo dell'analisi degli elementi finiti, FEM, è una tecnica numerica di analisi ingegneristica utilizzata per simulare il comportamento di strutture complesse. 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 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 questi problemi, in quanto si dispone ora 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 simili 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 approssimazione, che deve essere valutata ed interpretata in modo critico. Il processo crea un modello matematico discreto di un oggetto fisico, la discretizzazione del continuo è quindi il primo passo e consiste nel suddividerlo in sottodomini, detti appunto elementi finiti, e di scegliere dei punti di contatto, i nodi, tra elementi contigui o all'interno degli elementi stessi. La rete generata dai nodi e dagli elementi viene definita maglia, o mesh. L'analisi agli elementi finiti calcola la risposta dei nodi agli effetti dei carichi e dei vincoli applicati 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. L'analisi agli elementi finiti si avvale, come detto, dell'utilizzo di elaboratori elettronici a grande velocità e memoria, che supportano potenti sistemi di calcolo.

Per ottenere uno studio accurato è quindi senz'altro necessario disporre di input precisi, ma occorre anche conoscere i metodi di calcolo e le caratteristiche del programma e della macchina, e avvalersi dei risultati sperimentali e analitici noti, come convalida nel corso dell'indagine effettuata.

Descrizione generale del metodo.

Il metodo degli elementi finiti è applicabile ad una vasta serie di problemi ingegneristici, che si possono suddividere 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, non compenetranti, 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*. 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 definiti da adatte condizioni al contorno, è riconducibile in via approssimata alla soluzione di un sistema di numerose equazioni lineari.

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:

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

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.
- 6) Si ottiene così un sistema di equazioni lineari, dove i termini noti sono le forze, generalmente note, 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.
- 7) 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.

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 come triangoli, rettangoli, quadrilateri generici, ed elementi tridimensionali come 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 infittire 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 in certi 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.

Analisi di resistenza.

L'analisi di resistenza effettuata consiste nel verificare se il piatto fiamma della testata del motore è in grado di sopportare l'elevata pressione e l'elevata temperatura che si raggiungono nella camera di combustione durante il funzionamento del motore. La prova viene fatta mediante un programma di analisi FEM strutturale, implementato nel programma di disegno tridimensionale con cui è stata realizzata la testata. Si tratta di SolidWorks Simulation. Un approccio di questo genere alla progettazione permette un notevole risparmio in termini di tempo e costi in quanto consente già in fase di progettazione una costante verifica.

Durante il corso di tutte le analisi la testata è semplificata al massimo in quanto il programma si appesantisce e si blocca quando andiamo a lavorare su componenti troppo complicati come il nostro. A tale proposito abbiamo rimosso tutti quei componenti che non avrebbero influenzato la prova e che a ragion di logica non sarebbero stati sollecitati eccessivamente. Abbiamo rimosso così tutti gli alloggiamenti per gli alberi a camme, per la testata, le sedi di valvole e iniettori, i fori per il passaggio dell'acqua e dell'olio, ecc..ottenendo una configurazione molto meno pesante e facilmente elaborabile dal programma. Una notevole semplificazione è derivata infine dal lavorare su una sola camera di combustione anziché su due andando ad alleggerire notevolmente la mesh del disegno.

Di seguito si introducono le caratteristiche del materiale utilizzato per la realizzazione della testata e successivamente verrà chiarito il procedimento utilizzato in questa prova di resistenza.

Il materiale.

Il materiale utilizzato per la realizzazione della testata è una lega di alluminio classificata dalla normativa come GD-ALSi9. La lega di alluminio, come indica la lettera D nella sua classificazione, sarà pressofusa in conchiglia. Il principale alleagante è il silicio, che migliora sensibilmente la colabilità, la fluidità della lega e inoltre riduce il coefficiente di dilatazione termica, quindi conferisce particolari qualità molto utili per la realizzazione di getti e di

saldature. Proprio per queste caratteristiche tecnologiche di fonderia le leghe di alluminio si sono affermate per la loro colabilità, per l'assenza di fragilità a caldo, per la leggerezza, e per la resistenza alla corrosione, molto superiore rispetto alle leghe alluminio-rame.

L'alluminio puro è un metallo avente bassa densità, circa un terzo di quella del ferro e pari a $2,75 \text{ Kg/dm}^3$, una temperatura di fusione di circa 660°C , e modulo elastico di 70.000 N/mm^2 . Dalla norma UNI EN 1706 pubblicata nel maggio 1999, si riportano in tabella seguente le caratteristiche meccaniche della lega d'alluminio GD- AlSi9 .

Leghe di Alluminio GD- AlSi9 :	
Composizione teorica	Al-Si 9%, Mg 0,30%, Mn 0,5%, Ti 0,15%
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
Rm N/mm^2	185-205
Caratteristiche meccaniche:	
Rp (0.2) N/mm^2	100-135
Durezza HB	65-80
Tensione a rottura a trazione	200 MPa
Tensione di snervamento a trazione	130 MPa
Tensione di rottura a compressione	200 MPa
Tensione di snervamento a compressione	130 MPa
Modulo di elasticità	70.000 MPa
Temperatura di fusione	649°C
Temperatura di solidificazione	507°C
Coeff. di dilatazione termica	$1,7 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$
Rapporto di Poisson	0,33
Densità di massa	$2,77 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Resistività elettrica	$6,8 \cdot 10^{-6} \text{ Ohm-cm}$

Figura 35: Caratteristiche della lega di Alluminio GD- AlSi9 .

Il materiale alle alte temperature.

Le proprietà meccaniche sopra elencate sono riferite alla temperatura ambiente di 20°C, ed è qui che nasce la problematica principale relativa allo studio in questione. Infatti considerando che la testata lavora in condizioni di pressione e temperatura elevate si ha una sensibile variazione delle caratteristiche del materiale, in particolare di quelle meccaniche. Normalmente infatti per i materiali adatti alla produzione di testate vengono condotte prove di resistenza ad un campo di temperatura crescente. Si mostrano di seguito i grafici del materiale GD-ALSi9 in questione, dove sono analizzate le sue variazioni del modulo di elasticità, della tensione di snervamento e della durezza.

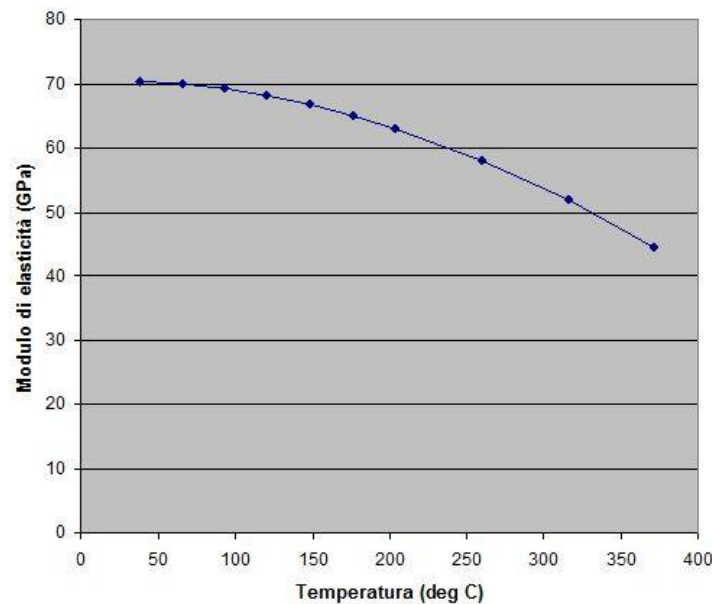


Figura 36: Modulo di elasticità in funzione della temperatura.

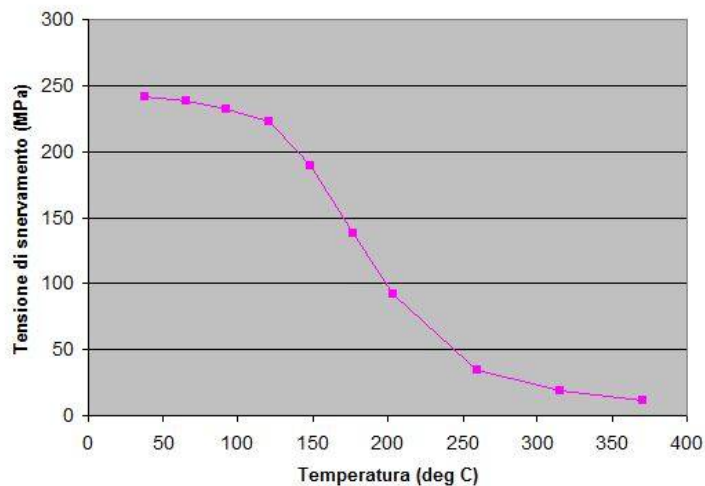


Figura 37: Tensione di snrvamento in funzione della temperatura.

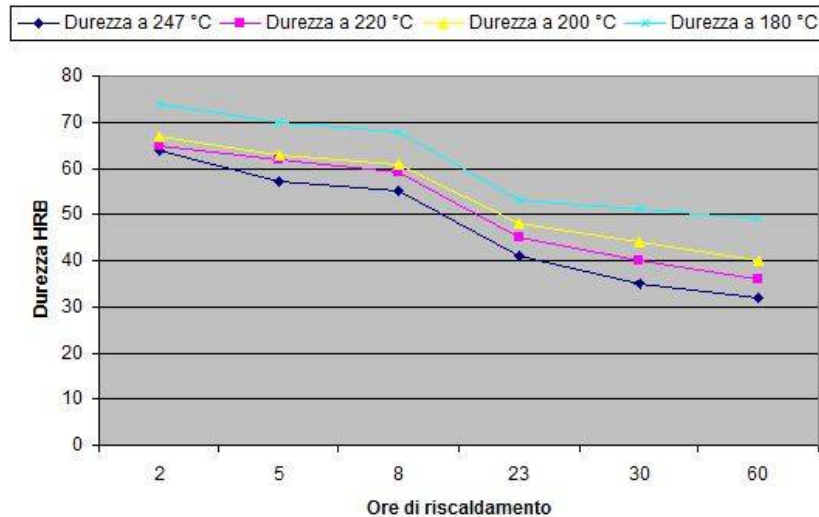


Figura 38: Durezza in funzione del tempo e della temperatura.

Come si vede dai grafici quindi, il materiale subisce vistose variazioni delle proprie caratteristiche con decadimenti molto marcati che non si possono non tenere in considerazione durante le prove di resistenza.

Analisi di resistenza.

Tutte le analisi FEM devono essere fatte con criterio, infatti per ottenere dei risultati che siano significativi dobbiamo sapere quello che ci aspettiamo di trovare e quali pensiamo possano essere le zone critiche del nostro progetto, sarà il software a darci poi dei risultati numerici veri e propri che confermeranno o meno la nostra ipotesi di partenza o che ci mostrano degli sviluppi che non avevamo previsto. Proprio per questo motivo osservando il nostro progetto ci si accorge che le parti dove probabilmente si andranno a creare le tensioni massime sono due: la prima è sicuramente il piatto fiamma date le elevate pressioni e temperature in camera, mentre la seconda è la superficie di contatto tra i prigionieri, che permettono che la camera di combustione sia ermeticamente chiusa, e la superficie sulla quale sono presenti gli organi di distribuzione. A tal proposito si decide di fare due differenti test per studiare in maniera migliore le diverse zone.

Test sul piatto fiamma.

Ipotesi di vincolo.

Per vincolare correttamente la testata in questa simulazione si è scelto di imporre dei vincoli di spostamento e rotazione in corrispondenza del piano delle sedi per i prigionieri, in realtà i vincoli andrebbero posizionati esattamente sulle sedi ma questo andrebbe a generare delle zone eccessivamente tensionate in una parte della testa che non è quella che vogliamo studiare. I vincoli applicati si possono vedere graficamente nella figura seguente presa direttamente dal software di simulazione.

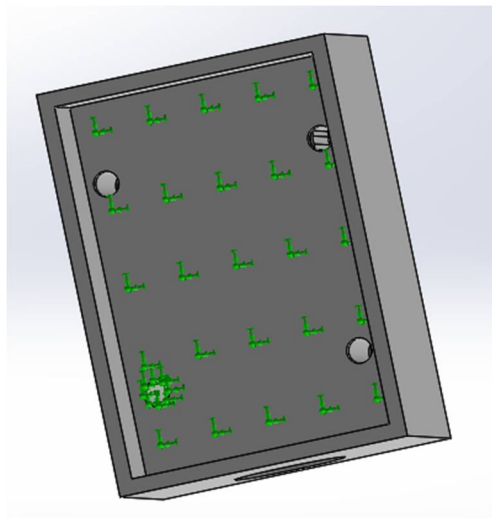


Figura 39: Vincoli alla testata.

Ipotesi di carico.

Il carico reale a cui è soggetta la testata è composto da un carico strutturale, ossia i carichi di pressione, e da un carico termico.

Carico di pressione.

I carichi di pressione vengono applicati sulla superficie della testata e, come si vede nella figura seguente, uno viene applicato nella zona corrispondente alla camera di combustione mentre l'altro viene applicato laddove è presente la guarnizione di testa.

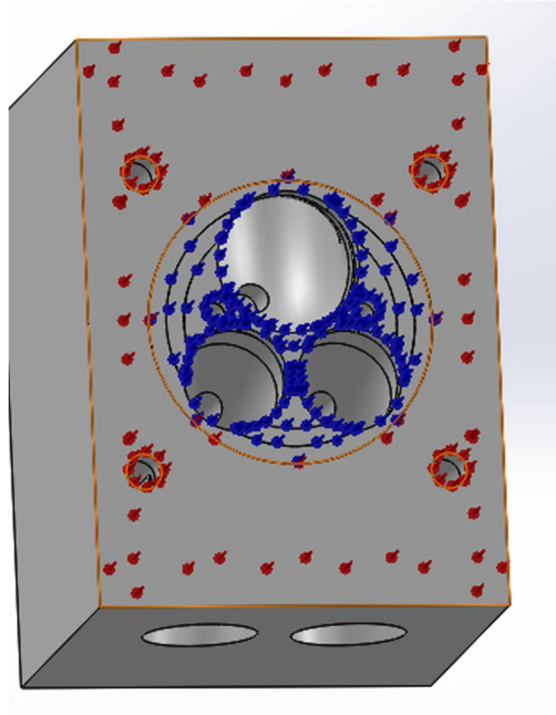


Figura 40: Zona di applicazione dei carichi di pressione.

Si applica quindi un carico pari a 180 bar, ossia 18 MPa, nella zona blu della testa, questa rappresenta una stima veritiera delle massime pressioni in camera generate dallo scoppio della miscela aria combustibile. Nella zona rossa invece va applicata la pressione che viene generata dai prigionieri con lo scopo di mantenere ermetica la camera, questa viene applicata infatti sulla guarnizione di testa. Questa è stata calcolata come segue.

$$F = p \times A_{cilindro} = 18 \times \frac{\pi \times 80^2}{4} = 90477 \text{ N} \quad (\text{forza generata dalla pressione in camera}).$$

$$P = \frac{F}{4} \times C_s \times 6 \times \frac{1}{A_{guarnizione}} = \frac{90477}{4} \times 2.5 \times 6 \times \frac{1}{21304} = 15.92 \text{ MPa} \quad (\text{pressione applicata sulla guarnizione di testa}).$$

Carico termico.

Per l'applicazione del carico termico invece, è necessario utilizzare un metodo un po' più complesso. Si tratta di una metodologia messa a punto nella tesi di Luca Bernardi, citata nelle fonti. Il metodo si basa sulla conoscenza di una mappatura approssimativa delle temperature massime raggiunte nel piatto fiamma, ottenute mediante una correlazione tra i valori di durezza riscontrati nelle diverse zone. La mappatura è riportata nella figura di

seguito ed è riferita al motore diesel Fiat 1.9 jtd, analizzato in un altro progetto dell'Università di Bologna nella sede di Forlì, sempre oggetto della tesi di Luca Bernardi. Si tratta di un motore differente dal nostro infatti si osserva avere solo due valvole, una di aspirazione e una di scarico, ma si considera comunque utile per avere un ordine di grandezza delle temperature in gioco.

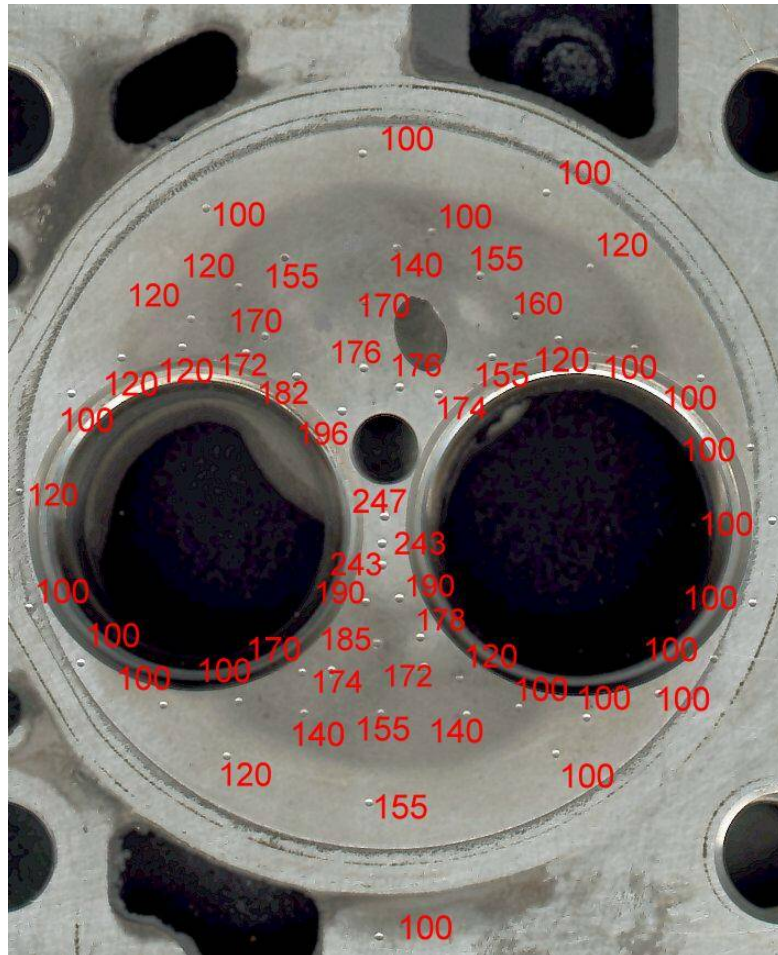


Figura 41: Mappa delle temperature motore diesel Fiat 1.9 jtd.

Come si può vedere le temperature raggiunte spaziano in un campo che va da un minimo di 100°C a un massimo di circa 247 °C spostandosi dall'esterno verso il punto centrale della camera di combustione. Si considera di poter riportare gli stessi campi di temperatura al nostro caso in esame.

Come visto in precedenza, le caratteristiche di resistenza meccanica del materiale in questione variano al variare della temperatura e si deve tener conto di ciò in questa analisi. Tuttavia però il programma non è in grado di applicare un carico termico (oltretutto variabile di zona in zona) e far variare le caratteristiche meccaniche del materiale, il tutto combinato con il carico di pressione in camera. Si è deciso così di ricorrere a uno

stratagemma, invece di assegnare a ogni zona temperature diverse si sono utilizzati per ognuna di esse materiali diversi i quali possiedono le proprietà meccaniche del nostro GD-ALSi9 alle diverse temperature prese in analisi.

Si effettua quindi una suddivisione della testata in diverse regioni di volume, ognuna delle quali ad una temperatura differente, rispettando il più possibile la mappatura. Le zone della divisione si possono vedere nella figura seguente, ed hanno uno spessore imposto di 20 mm di profondità. Ad ogni regione di volume così definita viene quindi assegnato un materiale diverso, con le caratteristiche meccaniche opportune, a seconda del campo di temperatura in cui si trova. Il software permette quindi di definire per ogni regione separata di volume un materiale con caratteristiche diverse sia per il modulo elastico, che per il coefficiente di Poisson, per la tensione di snervamento e quella di rottura. In questo modo pur essendo sempre la stessa lega di alluminio GD-ALSi9 a costituire la testata, si è riusciti a simulare l'effetto della temperatura sul materiale.

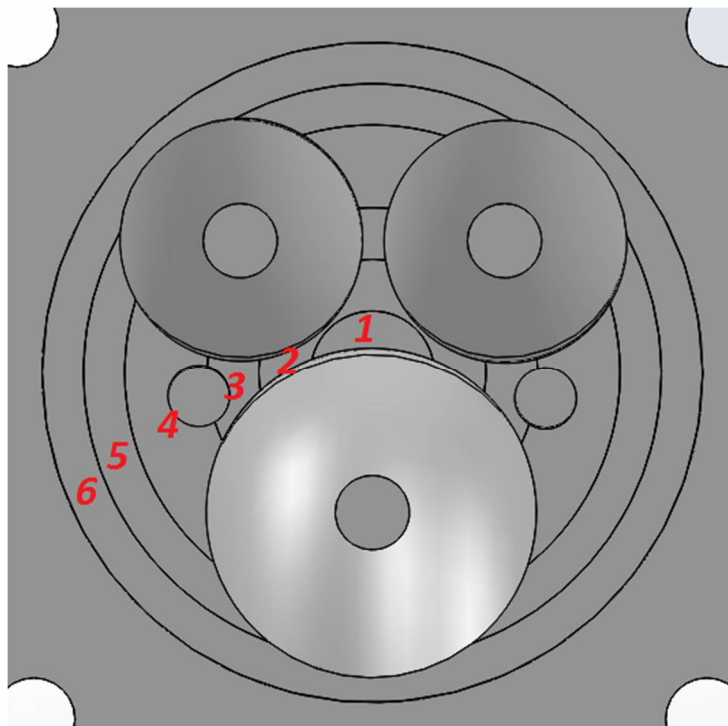


Figura 42: Suddivisione in regioni di volume diverse del piatto fiamma.

Questo metodo permette un'analisi di tipo lineare del problema, che altrimenti sarebbe di tipo non-lineare e di più complessa soluzione e non risolvibile con il software in dotazione. Risulta in questo modo facilmente affrontabile con il software di simulazione FEM strutturale di questo tipo.

Di seguito sono riportate le tabelle con le caratteristiche del materiale alle diverse temperature, inserite in ogni diversa regione di volume a temperatura differente nella testata, numerate rispettivamente da 1 a 6.

Definizione di "Alluminio parte 1" a 243 °C.

Proprietà di "Alluminio parte 1" 243 °C			
Nome	Tipo	Valore	Temperatura
Modulo di elasticità	Indipendente dalla temperatura	60.000,0 MPa	
Rapporto di Poisson	Indipendente dalla temperatura	0,33	
Densità di massa	Indipendente dalla temperatura	$2,77 \times 10^{-6}$ kg/mm ³	
Coeff. di dilatazione termica	Indipendente dalla temperatura	$1,7 \times 10^{-5}$ 1/°C	
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,11 W/mm·°C	-100,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,14 W/mm·°C	0,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,17 W/mm·°C	100,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,18 W/mm·°C	200,0 °C
Calore specifico	Indipendente dalla temperatura	875,0 J/kg·°C	
Limiti di sollecitazione di "Alluminio parte 1"			
Nome	Tipo	Valore	
Tensione di snervamento a trazione	Indipendente dalla temperatura	53,0 MPa	
Tensione di rottura a trazione	Indipendente dalla temperatura	220,0 MPa	
Tensione di snervamento a compressione	Indipendente dalla temperatura	53,0 MPa	
Tensione di rottura a compressione	Indipendente dalla temperatura	220,0 MPa	

Definizione di "Alluminio parte 2" 182°C.

Proprietà di "Alluminio parte 2" 182°C			
Nome	Tipo	Valore	Temperatura
Modulo di elasticità	Indipendente dalla temperatura	64.700,0 MPa	
Rapporto di Poisson	Indipendente dalla temperatura	0,33	
Densità di massa	Indipendente dalla temperatura	$2,77 \times 10^{-6}$ kg/mm ³	
Coefficiente di dilatazione termica	Indipendente dalla temperatura	$1,7 \times 10^{-5}$ 1/°C	
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,11 W/mm·°C	-100,0 °C

Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,14 W/mm·°C	0,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,17 W/mm·°C	100,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,18 W/mm·°C	200,0 °C
Calore specifico	Indipendente dalla temperatura	875,0 J/kg·°C	

Limiti di sollecitazione di "Alluminio parte 2"

Nome	Tipo	Valore
Tensione di snervamento a trazione	Indipendente dalla temperatura	126,0 MPa
Tensione di rottura a trazione	Indipendente dalla temperatura	220,0 MPa
Tensione di snervamento a compressione	Indipendente dalla temperatura	126,0 MPa
Tensione di rottura a compressione	Indipendente dalla temperatura	220,0 MPa

Definizione di "Alluminio parte 3" a 170 °C.

Proprietà di "Alluminio parte 3" a 170 °C

Nome	Tipo	Valore	Temperatura
Modulo di elasticità	Indipendente dalla temperatura	65.800,0 MPa	
Rapporto di Poisson	Indipendente dalla temperatura	0,33	
Densità di massa	Indipendente dalla temperatura	$2,77 \times 10^{-6}$ kg/mm ³	
Coefficiente di dilatazione termica	Indipendente dalla temperatura	$1,7 \times 10^{-5}$ 1/°C	
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,11 W/mm·°C	-100,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,14 W/mm·°C	0,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,17 W/mm·°C	100,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,18 W/mm·°C	200,0 °C
Calore specifico	Indipendente dalla temperatura	875,0 J/kg·°C	

Tabella A5.2. Limiti di sollecitazione di "Alluminio parte 3"

Nome	Tipo	Valore
Tensione di snervamento a trazione	Indipendente dalla temperatura	140,0 MPa
Tensione di rottura a trazione	Indipendente dalla temperatura	220,0 MPa
Tensione di snervamento a compressione	Indipendente dalla temperatura	140,0 MPa
Tensione di rottura a compressione	Indipendente dalla temperatura	220,0 MPa

Definizione di "Alluminio parte 4" a 140°C.

Proprietà di "Alluminio parte 4" a 140 °C			
Nome	Tipo	Valore	Temperatura
Modulo di elasticità	Indipendente dalla temperatura	68.000,0 MPa	
Rapporto di Poisson	Indipendente dalla temperatura	0,33	
Densità di massa	Indipendente dalla temperatura	$2,77 \times 10^{-6}$ kg/mm ³	
Coefficiente di dilatazione termica	Indipendente dalla temperatura	$1,7 \times 10^{-5}$ 1/°C	
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,11 W/mm·°C	-100,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,14 W/mm·°C	0,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,17 W/mm·°C	100,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,18 W/mm·°C	200,0 °C
Calore specifico	Indipendente dalla temperatura	875,0 J/kg·°C	
Limiti di sollecitazione di "Alluminio parte 4"			
Nome	Tipo	Valore	
Tensione di snervamento a trazione	Indipendente dalla temperatura	200,0 MPa	
Tensione di rottura a trazione	Indipendente dalla temperatura	220,0 MPa	
Tensione di snervamento a compressione	Indipendente dalla temperatura	200,0 MPa	
Tensione di rottura a compressione	Indipendente dalla temperatura	220,0 MPa	

Definizione di "Alluminio parte 5" a 120°C.

Proprietà di "Alluminio parte 5" a 120 °C			
Nome	Tipo	Valore	Temperatura
Modulo di elasticità	Indipendente dalla temperatura	70.000,0 MPa	
Rapporto di Poisson	Indipendente dalla temperatura	0,33	
Densità di massa	Indipendente dalla temperatura	$2,77 \times 10^{-6}$ kg/mm ³	
Coefficiente di dilatazione termica	Indipendente dalla temperatura	$1,7 \times 10^{-5}$ 1/°C	
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,11 W/mm·°C	-100,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,14 W/mm·°C	0,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,17 W/mm·°C	100,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,18 W/mm·°C	200,0 °C
Calore specifico	Indipendente dalla temperatura	875,0 J/kg·°C	
Limiti di sollecitazione di "Alluminio parte 5"			

Nome	Tipo	Valore
Tensione di snervamento a trazione	Indipendente dalla temperatura	210,0 MPa
Tensione di rottura a trazione	Indipendente dalla temperatura	230,0 MPa
Tensione di snervamento a compressione	Indipendente dalla temperatura	210,0 MPa
Tensione di rottura a compressione	Indipendente dalla temperatura	230,0 MPa

Definizione di "Alluminio parte 6" a 100 °C.

Proprietà di "Alluminio parte 6" a 100 °C			
Nome	Tipo	Valore	Temperatura
Modulo di elasticità	Indipendente dalla temperatura	71.000,0 MPa	
Rapporto di Poisson	Indipendente dalla temperatura	0,33	
Densità di massa	Indipendente dalla temperatura	$2,77 \times 10^{-6}$ kg/mm ³	
Coefficiente di dilatazione termica	Indipendente dalla temperatura	$1,7 \times 10^{-5}$ 1/°C	
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,11 W/mm·°C	-100,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,14 W/mm·°C	0,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,17 W/mm·°C	100,0 °C
Conducibilità termica	Dipendente dalla temperatura	0,18 W/mm·°C	200,0 °C
Calore specifico	Indipendente dalla temperatura	875,0 J/kg·°C	
Limiti di sollecitazione di "Alluminio parte 6"			
Nome	Tipo	Valore	
Tensione di snervamento a trazione	Indipendente dalla temperatura	220,0 MPa	
Tensione di rottura a trazione	Indipendente dalla temperatura	230,0 MPa	
Tensione di snervamento a compressione	Indipendente dalla temperatura	220,0 MPa	
Tensione di rottura a compressione	Indipendente dalla temperatura	230,0 MPa	

Considerazioni sui risultati ottenuti.

I risultati ottenuti da queste prove di resistenza sono stati utilizzati per migliorare la testata, riprogettandola iterativamente, in modo tale da raggiungere una configurazione finale in grado di resistere agli sforzi imposti. Le prove effettuate per arrivare ad una configurazione

finale soddisfacente della testata sono state molteplici, di seguito riportiamo i risultati principali.

Impostiamo come definito in precedenza i vincoli e le condizioni al contorno di temperatura e di pressione, si effettua il test e si analizzano i risultati ottenuti.

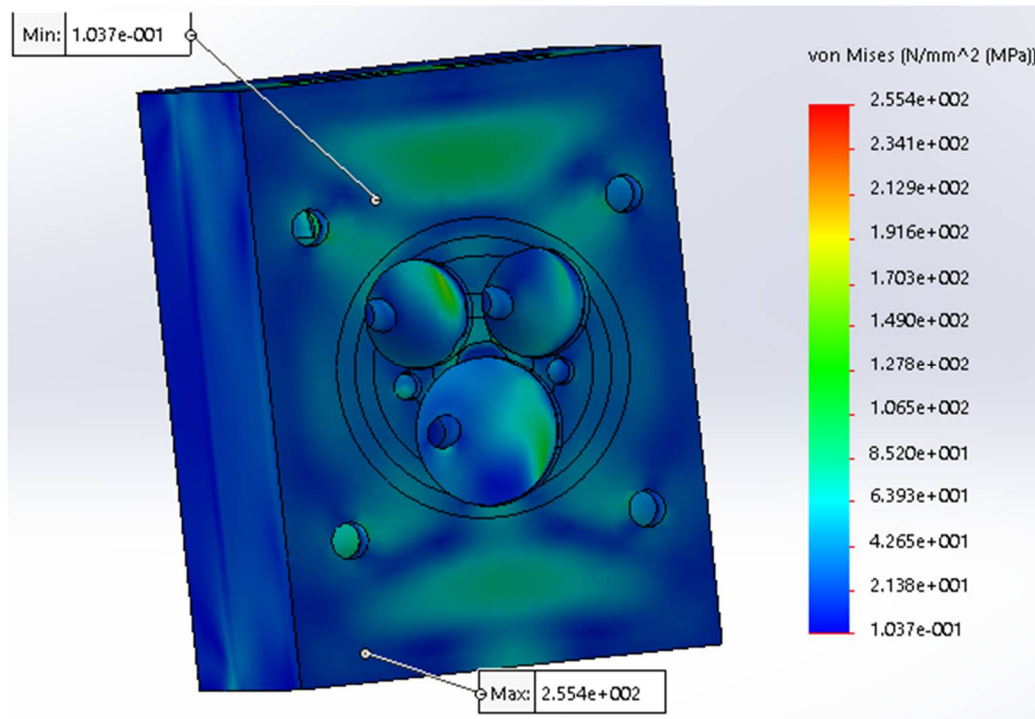


Figura 43: Diagramma di tensioni sul piatto fiamma.

Come si può vedere questa prova si mostra subito molto soddisfacente, infatti le tensioni che si vengono a creare sul piatto fiamma sono tutte molto contenute e, come vedremo in seguito, permettono tutte di restare in un ottimo range di sicurezza. Come si vede dall'immagine all'interno dei condotti si sviluppano tensioni un po' più elevate ma comunque si resta sempre di gran lunga sotto lo snervamento. Inoltre bisogna tenere in considerazione che i risultati nella parte dei condotti sono alterati minimamente dalla considerazione di vincolo imposta che fa sì che questi si vadano a schiacciare tutti contro il vincolo invece che deformarsi in maniera più lieve assieme a tutta la struttura. Provando a ridurre lo spessore del piatto fiamma per risparmiare materiale ci si accorge che questa è la configurazione migliore e che altrimenti non saremmo più in sicurezza.

Nonostante il risultato del diagramma delle tensioni sia positivo ci si assicura che anche le deformazioni siano contenute.

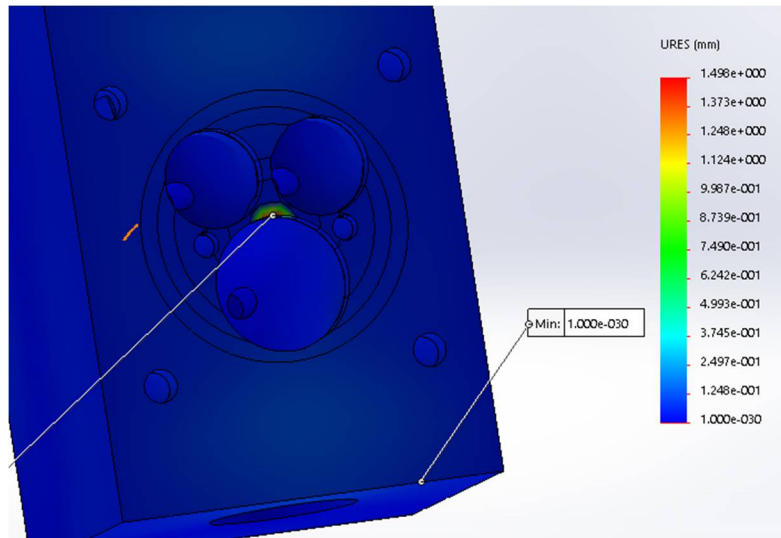


Figura 44: deformazioni piatto fiamma.

Come si vede nella figura precedente si arriva a una deformazione di 1 mm al centro della camera che è un risultato plausibile e accettabile considerando la flessione della testata. Ci si assicura però che la deformazione all'estremità della camera di combustione sia molto contenuta in modo che la guarnizione di testa riesca a garantire la tenuta e non si vengano a creare via di fuga attraverso le quali si perderebbe potenza. Le deformazioni riscontrate in tali zone sono tutte dell'ordine del centesimo di millimetro e si possono quindi considerare soddisfacenti.

Calcolo dei coefficienti di sicurezza al termine delle prove.

Si considera questa configurazione come definitiva e si calcolano i coefficienti di sicurezza indicativi per ognuna delle 6 zone in cui è stato suddiviso il piatto fiamma. Per ogni zona si considera la tensione massima che si raggiunge e si compara con la tensione di snervamento del materiale di quella zona, definita nelle tabelle precedenti.

$$C.S. Zona 1: \frac{53}{46} = \frac{\sigma_{SN}}{\sigma_{MAX}} = 1,15$$

$$C.S. Zona 2: \frac{\sigma_{SN}}{\sigma_{MAX}} = \frac{126}{76} = 1,65$$

$$C.S. Zona 3: \frac{\sigma_{SN}}{\sigma_{MAX}} = \frac{140}{59} = 2,37$$

$$C. S. Zona 4: \frac{\sigma_{SN}}{\sigma_{MAX}} = \frac{200}{82} = 2,43$$

$$C. S. Zona 5: \frac{\sigma_{SN}}{\sigma_{MAX}} = \frac{210}{86} = 2,44$$

$$C. S. Zona 6: \frac{\sigma_{SN}}{\sigma_{MAX}} = \frac{220}{112} = 2,05$$

Come si può notare in nessuna zona si raggiunge lo snervamento e i coefficienti di sicurezza si mantengono piuttosto bassi. Come era prevedibile la zona più sensibile è quella centrale ovvero quella in cui le proprietà meccaniche del materiale decadono maggiormente a causa delle elevate temperature in gioco.

Test serraggio prigionieri.

Ipotesi di vincolo.

L'obiettivo di questo test è verificare che le pressioni generate dalla forze dei prigionieri e che si scaricano sulla testa siano contenute, per fare ciò però il sistema deve essere vincolato in maniera contraria a prima. Infatti adesso le forze vanno applicate sulle rondelle, mentre il vincolo viene applicato sul piatto fiamma per simulare l'effetto dei prigionieri in tensione. Nella figura seguente si possono vedere i vincoli imposti.

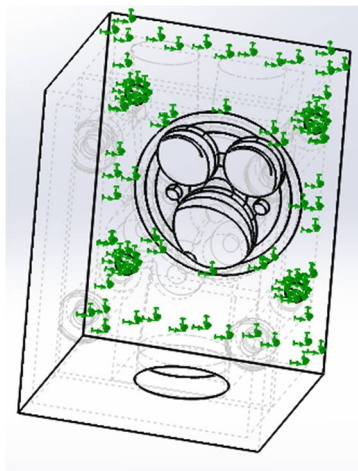


Figura 45: vincoli prova resistenza rondelle.

Ipotesi di carico.

In questa prova i carichi di pressione vengono applicati direttamente sulle rondelle mentre sul piatto fiamma non vengono esercitate pressioni come mostrato in figura seguente.

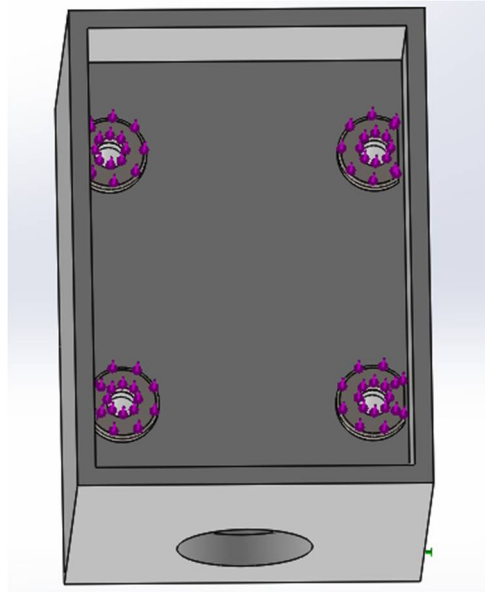


Figura 46: carichi prova di resistenza rondelle.

Il carico applicato viene calcolato come la forza esercitata dalla pressione sul piatto fiamma diviso i 4 prigionieri e moltiplicato per un coefficiente di sicurezza.

$$F = \frac{p \cdot A}{4} * C_s = \frac{18 \cdot 5026}{4} * 2,5 = 56542 \text{ N} \quad (\text{forza applicata su ogni rondella})$$

Le rondelle sono spesse 5mm, realizzate in acciaio, il loro diametro interno è di 10 mm mentre quello esterno di 24 mm.

Considerazioni sui risultati ottenuti.

Si impostano i vincoli e si applicano le forze come definito in precedenza, si avvia il test e si analizzano i risultati ottenuti.

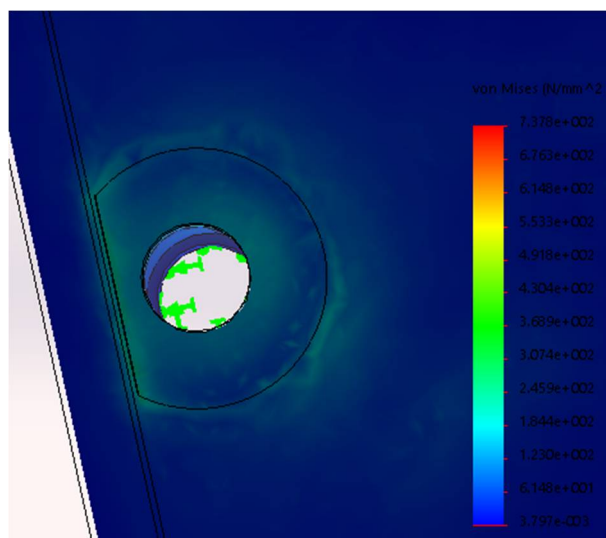


Figura 47: tensioni test resistenza rondelle.

Nell'immagine precedente si vedono tensioni che si sviluppano sul piano di contatto tra le rondelle e la testata. Come si può vedere in questo caso le sollecitazioni risultano elevate e arrivano a circa 200MPa tenendosi quindi di poco al di sotto del limite di snervamento che in questo caso è di 230MPa dato che in questa zona non saliamo sopra i 100°. Vengono provate diverse soluzioni per cercare di abbassare leggermente queste tensioni quali per esempio aumentare il diametro delle rondelle, aumentare lo spessore del piano, variare il diametro dei prigionieri e cercare di eliminare le accidentalità. Purtroppo però non si riesce ad ottenere un risultato più soddisfacente di questo in quanto in corrispondenza degli spigoli vengono sempre a concentrarsi delle tensioni esagerate.

Conclusioni.

Dalle prove di resistenza effettuate grazie al supporto degli elementi finiti si è verificato il piatto fiamma e si è ottenuta una configurazione che resiste in maniera ottimale agli alti carichi presenti. Tuttavia però le prove effettuate sul piano di lavoro dei prigionieri ci hanno mostrato come, pur restando sotto il valore di snervamento, in questa zona si lavora in condizioni di criticità. È probabile che si tratti di un semplice problema di mesh in quanto non è raro che il software dia risultati errati in presenza di spigoli e carichi concentrati.

Simulazione di flussaggio.

Introduzione sui moto vorticosi.

La definizione del campo di moto all'interno dei cilindri dei motori a combustione interna è fondamentale per lo sviluppo e l'ottimizzazione della geometria dei propulsori moderni. Il moto del gas nella camera di combustione influenza in maniera significativa la qualità e l'efficienza del processo di combustione e di conseguenza, i consumi di combustibile ed il livello delle emissioni allo scarico. Diventa quindi essenziale essere in grado di predire le caratteristiche del campo di moto e intervenire affinché esse favoriscano le prestazioni del motore.

Oltre alla turbolenza che si genera sotto forma di vortici di diverse dimensioni, definiti come moti primari, il campo di moto all'interno del cilindro di un motore a combustione interna è caratterizzato dalla presenza di moti secondari organizzati di tipo rotatorio, sia su piani perpendicolari all'asse del cilindro, sia su piani passanti per tale asse. È da queste premesse che si divide un moto di swirl da un moto di tumble, ed in genere, si interviene su di essi per cercare di favorire il processo di formazione della carica e la combustione.

Lo Swirl.

Con il termine swirl si definisce il moto rotatorio organizzato dell'aria su un piano circolare perpendicolare all'asse del cilindro.

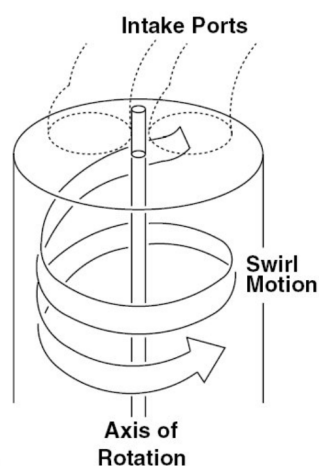


Figura 49: Moto vorticoso di Swirl.

La caratterizzazione dello swirl avviene attraverso indici, o coefficienti di swirl, ricavati attraverso appositi sistemi di misura e su di essi si interviene attraverso la geometria del condotto di aspirazione e del gruppo valvola e sede valvola di aspirazione.

Il Tumble.

Con il termine tumble si indica un moto rotatorio organizzato su un piano passante per l'asse del cilindro che si forma durante la fase di aspirazione ed è intensificato durante la fase di compressione.

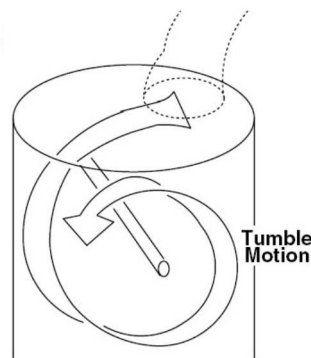


Figura 50: Moto di tumble.

Il moto di tumble si forma anche senza particolari configurazioni dei condotti e delle valvole dato che è la conseguenza diretta dell'interazione del flusso d'aria entrante con la parete del cilindro.

Durante la fase di aspirazione si comincia a formare un moto rotatorio organizzato in un unico vortice su un piano assiale. Durante la successiva fase di compressione, la risalita del pistone "schiaccia" il vortice, riducendone la dimensione e aumentandone l'intensità. Il vantaggio principale del moto di tumble è quindi quello di aumentare il mescolamento e l'intensità di turbolenza alla fine della corsa di compressione, favorendo e accelerando il processo di combustione.

Disegnando il gruppo condotto/valvole di aspirazione in maniera da aumentare la componente di velocità perpendicolare all'asse e dirigendo il flusso sotto la valvola di scarico si intensifica il moto di tumble. Ciò significa ridurre la luce di passaggio per aumentare la velocità fino a valori dell'ordine di 100-130 m/s. Questo penalizza però il riempimento del cilindro.

Il tumble è importante soprattutto nei motori ad accensione comandata, in questo caso quindi non è stato preso in considerazione in quanto si tratta di un motore Diesel.

Moto di Squish.

Il termine Squish indica il moto rotatorio organizzato della carica su un piano contenente l'asse del cilindro.

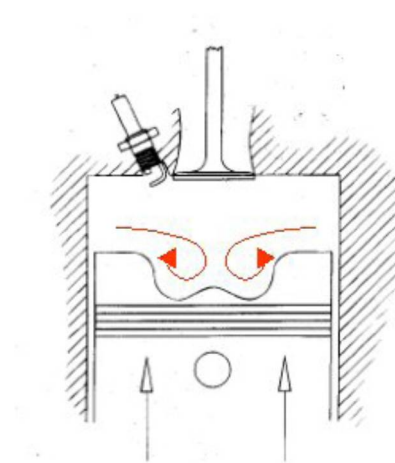


Figura 51: Moto di Squish.

Lo squish si genera durante l'ultimo tratto della fase di compressione per interazione fra il flusso d'aria e le pareti del cilindro. In particolare, nei motori ad accensione comandata, è la particolare conformazione della testa del cilindro a generare lo squish, mentre nei motori ad accensione per compressione è la tazza ricavata nel pistone, a produrre un doppio vortice di squish alla fine della fase di compressione.

Nel caso dei motori Diesel il campo di moto nell'ultima fase della compressione, quando cioè comincia l'iniezione del combustibile, è prodotto dall'interazione fra il moto di swirl e il moto di squish. E' facile dunque comprendere l'importanza dell'intensificazione di tali moti secondari per favorire il processo di formazione della miscela e il successivo processo di combustione.

Occorre tenere presente che l'effetto della turbolenza e dei moti secondari dell'aria sullo spray ne modificano fortemente la forma e provocano una deviazione significativa della

traiettoria del getto e delle singole gocce. Questo significa che la penetrazione del combustibile dipende fortemente dal moto dell'aria. In generale, il risultato globale prodotto dalla turbolenza e dai moti secondari, di swirl e squish, è quello di ridurre la penetrazione e favorire la polverizzazione, l'evaporazione e il miscelamento aria-combustibile.

La prova di flussaggio.

Banco di flussaggio.

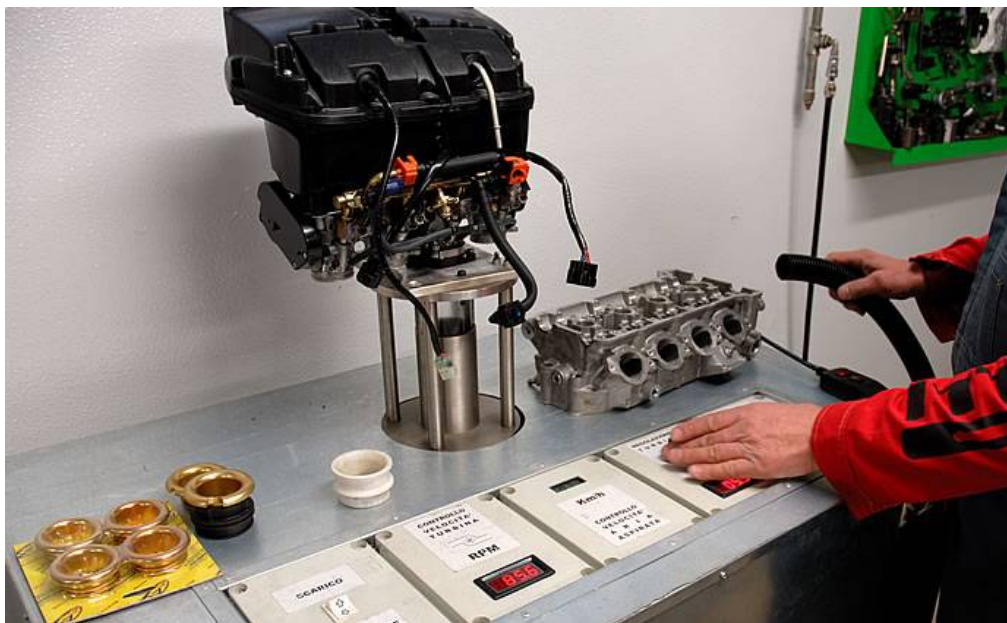


Figura 52: Esempio di banco di flussaggio.

Il flussaggio della testata di un motore è una prova che consente nel rilevare, tramite uno strumento chiamato flussometro, quelli che sono i punti del condotto di aspirazione o di scarico in cui si creano degli impedimenti al passaggio dei gas. Il flussaggio della testa è in grado di rilevare inoltre quelle che sono le imperfezioni, come nicchie o scalini, o tutte le irregolarità dovute alla fusione per la produzione di serie.

La testata viene posta sul banco di flussaggio, il fluido circolante viene posto in circolazione tramite idonee pompe fino a realizzare condizioni tali da generare flusso turbolento. Il banco di flussaggio ha il compito di misurare tutte quelle grandezze fondamentali come la portata, la velocità e la temperatura delle diverse configurazioni di equilibrio. Sintetizzando, il banco di flussaggio permette di effettuare tutti quei controlli fondamentali della fluidodinamica del

motore, per esempio per evidenziare se l'alzata delle camme è esagerata o se è troppo scarsa, se il profilo di una sede valvola è corretto o meno e altro ancora.

Inquadramento del problema.

L'obiettivo di queste simulazioni è quello di analizzare il flusso d'aria in entrata dai canali di aspirazione in camera di combustione. Si cerca di ottenere un efficace moto vorticoso di swirl mediante l'aggiunta di un turbolatore esterno, chiamato di seguito anche swirler. Il condotto di aspirazione nel nostro caso è dritto e non induce da sé un moto di swirl, per questo motivo dopo aver effettuato una prova preventiva con i canali di aspirazione normali, si sono effettuate altre prove inserendo il turbolatore in questione, nel tentativo di indurre il moto di swirl desiderato in camera di combustione. Questo turbolatore esterno è stato studiato nella tesi di Gian Marco Milanese (citato nelle fonti) e testato su un altro motore Diesel Common Rail a 4 cilindri. Il lavoro in questo caso consiste nel prendere lo swirler già in precedenza analizzato e adattarlo al meglio al nostro motore.

Questo dispositivo permette di riprodurre il moto turbolento di swirl dall'esterno, dando così la possibilità di indurre e modificare lo swirl a proprio piacimento e con più facilità rispetto ai vecchi metodi, che prevedono la realizzazione direttamente in colata di un apposito condotto di aspirazione. In questo modo è sufficiente modificare la forma del condotto esterno, realizzato di un polimero rinforzato in vetro, senza bisogno di modificare la fusione della testata, procedimento sicuramente più difficile da realizzare oltre che più costoso.

Questa prova è stata realizzata con il software di analisi CFD implementato in SolidWorks 2016, che si chiama Flow Simulation.

Predisposizione prove.

Preparazione dei modelli tridimensionali per la prova di flussaggio.

Per eseguire la simulazione dei flussi è necessario modellare i componenti per la simulazione, cioè la testata e il cilindro. Si prevede di effettuare due gruppi di prove diverse,

una per la determinazione del moto di swirl e un'altra per il riempimento della camera di combustione. Si progettano quindi due configurazioni diverse.

Per lo studio del moto di swirl si progetta una testata con i soli condotti di aspirazione e le relative valvole di aspirazione aperte, con un cilindro lungo almeno 10 volte il suo diametro per eliminare gli effetti di bordo nel flusso. Considerando quindi che si ha un alesaggio di circa 80 mm, si modella un cilindro di 800 mm di lunghezza. Per la prova di flussaggio si considera un'apertura delle valvole di aspirazione di 7 mm, ipotizzando una generica situazione di motore da automobile. Si può vedere il pezzo dalla figura seguente.



Figura 13: Componente realizzato per la prova di flussaggio.

Modellazione dei componenti per la simulazione del riempimento della camera di combustione.

Per lo studio del riempimento della camera di combustione ci si pone nella condizione di incrocio, cioè in quel momento in cui sono aperte sia le valvole di aspirazione che quelle di scarico. È quindi necessario modellare una nuova testata, sempre molto semplificata come geometria esterna, per alleggerire la meshatura e l'analisi FEM, che comprenda entrambi i condotti di aspirazione e scarico. Il cilindro è stato accorciato notevolmente e al suo interno è stato introdotto anche il pistone. Le valvole di aspirazione e di scarico sono poste ad un

apertura rispettivamente di 13 e 7 mm come valori indicativi di un normale funzionamento. Il pistone invece è stato posizionato ad una distanza di 30 mm dal punto morto superiore. Nella figura seguente è riportata una sezione della configurazione appena descritta.

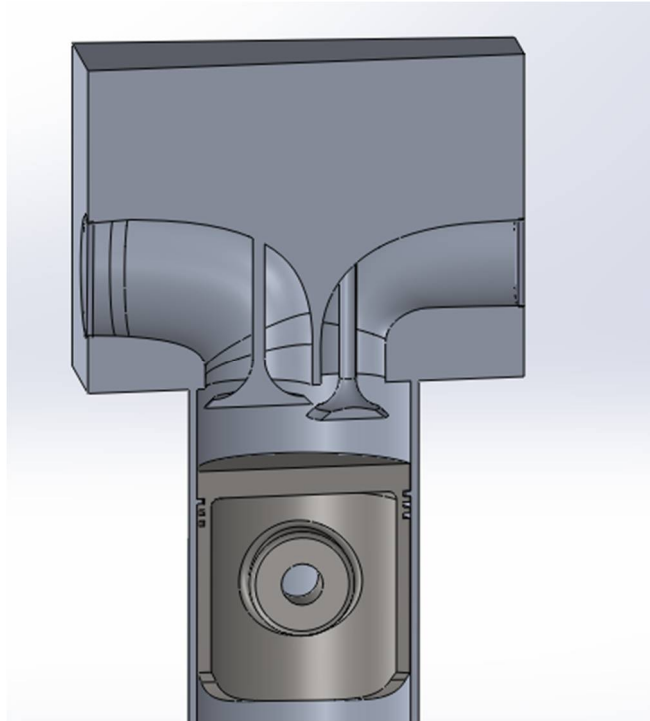


Figura 54: Testata per la prova di riempimento della camera di combustione.

Inserimento dei dati di input.

Dopo aver realizzato le geometrie tridimensionali per le prove, si procede con l'inserimento dei dati di input per le simulazioni, in generale si tratta di definire il tipo di gas e le condizioni al contorno. Le operazioni descritte in questo paragrafo saranno valide per tutte le prove, sia la prova di swirl che quella di riempimento.

Come prima operazione occorre chiudere la geometria attraversata dal fluido attraverso dei coperchi. Questo passo è indispensabile per la riuscita della simulazione. La chiusura può essere effettuata sia manualmente modellando nuove parti e assemblandole, oppure utilizzando un apposito comando che genererà automaticamente i coperchi. Con questa operazione si definisce la zona di passaggio del fluido.

A questo punto, se la geometria in cui eseguire la simulazione è corretta, si può iniziare l'inserimento dei dati di input per la simulazione. È quindi necessario definire che come unità di misura verrà utilizzato il Sistema Internazionale e che si tratta di uno studio in cui il fluido lambisce internamente e non esternamente il modello.

Successivamente si sceglie l'aria come fluido in esame, si definiscono poi le pareti come adiabatiche e si dichiara che moto previsto sarà sia laminare che turbolento, per dare al software la possibilità di utilizzare le equazioni più adatte.

L'ultimo dato generale inserito riguarda la qualità dei risultati che si vogliono ottenere. Aumentando la qualità ovviamente aumenterà l'accuratezza a scapito del tempo richiesto alla risoluzione degli algoritmi. Aumentare la qualità dei risultati non significa solamente affinare la mesh che verrà generata, ma riguarda anche gli algoritmi e i relativi metodi utilizzati per arrivare a convergenza con la precisione desiderata.

Inserimento delle condizioni al contorno.

In questa fase si distinguono le due prove in esame. Per quanto riguarda lo studio del moto di swirl ci si pone in una soluzione il più vicina possibile ad una prova di flussaggio, mentre per la prova di riempimento della camera di combustione si considerano le condizioni di funzionamento del motore a regime. Si esaminano quindi i due casi in maniera separata.

Condizioni al contorno per lo studio del moto di swirl.

In questo studio, per simulare al meglio una prova di flussaggio, occorre determinare una velocità di rotazione del motore e una pressione di aspirazione alle quali effettuare la prova. Si è scelta la velocità di rotazione a coppia massima e la pressione atmosferica all'inizio dei condotti di aspirazione. Tramite semplici calcoli, si risale alla portata volumetrica di aria aspirata dal motore. I calcoli sono riportati di seguito e sono riferiti a un solo cilindro e si ha:

Dati in ingresso:

$n = \text{velocità di rotazione a coppia massima: } 3000 \text{ giri/min}$

$s = \text{corsa: } 86 \text{ mm}$

$D = \text{alesaggio: } 79,5 \text{ mm}$

$\eta_c = \text{efficienza volumetrica: } 0,84$

$$V = \text{Cilindrata} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = 426,9 \text{ cm}^3$$

$$\dot{V} = \text{Portata volumetrica} = V \cdot \frac{n}{60 \cdot 2} \cdot \eta_c = 8.964 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

A questo punto però non è possibile porre i dati ottenuti di portata volumetrica e pressione all'ingresso dei condotti perché il software Flow Simulation non accetta una condizione di portata volumetrica e di pressione nella stessa superficie. Per questo motivo si considera di porre nelle superfici di ingresso dei condotti una pressione statica di 101.325 Pa, ovvero una pressione atmosferica, mentre nel fondo del cilindro una velocità di uscita pari al rapporto tra la portata volumetrica e la sezione del pistone. In questo modo si considera l'aria aspirata dall'arretramento del pistone invece che pompata all'interno come avviene nel banco di flussaggio, ma il risultato è lo stesso.

$$c = \text{velocità aria in ingresso nei condotti} = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 1,806 \text{ m/s}$$

Le condizioni al contorno appena esposte sono visibile nella figura di seguito:

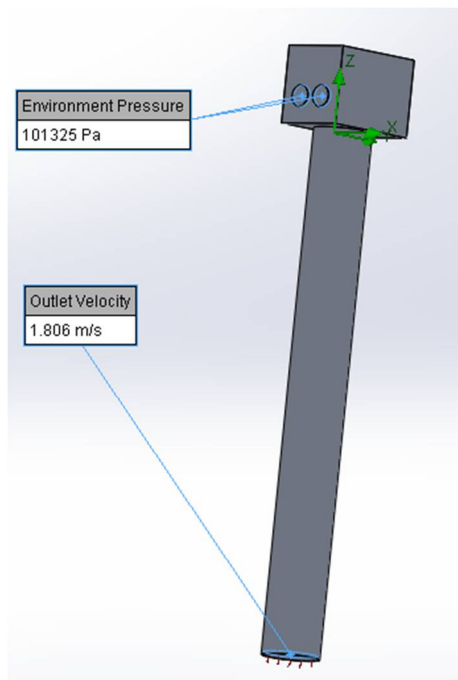


Figura 55: Condizioni al contorno nella simulazione di moto di swirl.

Condizioni al contorno per lo studio del riempimento della camera di combustione.

Per questa seconda prova ci si pone nelle condizioni di funzionamento reali del motore e si considera una pressione di sovralimentazione massima plausibile di 2,6 bar. Si considera anche in questo caso un regime di coppia massima quindi si imposta velocità di 1,806 m/s sul pistone.

Un fattore importante da esaminare in questa simulazione era di non superare la velocità massima dell'aria di 0,9 Mach, al fine di scongiurare condizioni di supersonicità nei condotti di aspirazione. Solitamente con pressioni di sovralimentazione dell'ordine di grandezza di 2.6 bar, si hanno indicativamente pressioni di scarico in turbina di 2,4 bar. Nella figura seguente sono riportate le condizioni al contorno appena esposte.

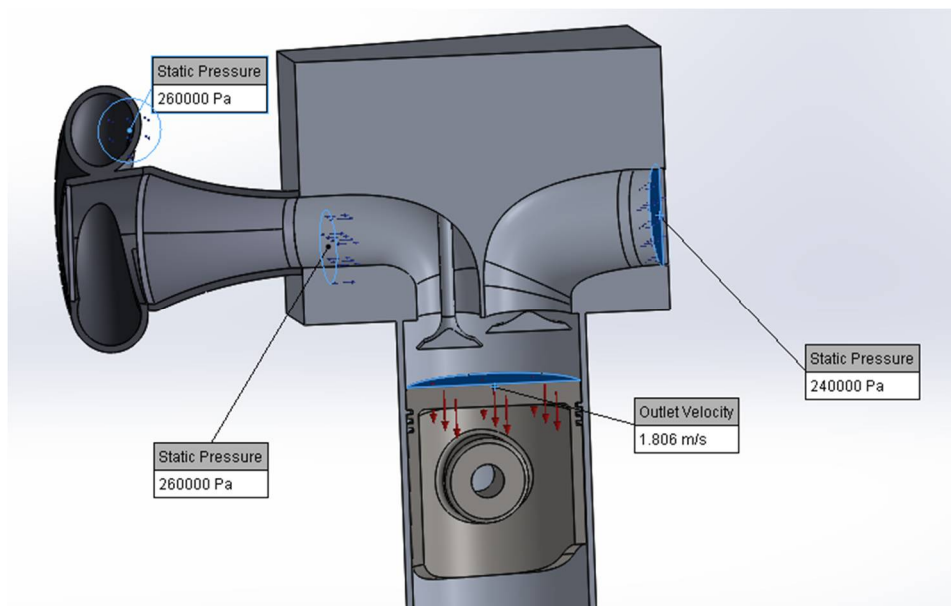


Figura 56: Condizioni al contorno imposte nella prova di riempimento.

Calcolo della simulazione.

Terminato l'inserimento di tutti i dati di Input la simulazione può avere finalmente inizio e quando essa è arrivata a convergenza può iniziare così l'analisi dei risultati, basata sulla visualizzazione diretta del campo delle velocità del fluido tramite linee di flusso generate direttamente dal software di simulazione.

Risultati ottenuti e commenti.

I risultati ottenuti da queste simulazioni e le rispettive considerazioni sono espone di seguito. I risultati sono stati considerati solo a livello qualitativo, visualizzando di volta in volta le linee di flusso ottenute dalla simulazione, in modo tale avere un rapido riscontro visivo dei moti all'interno della camera.

Risultati relativi alla prova sul moto di swirl.

Prima prova.

Si effettua una prima prova di flussaggio, direttamente dai canali normali della testata, per avere un'idea del flusso d'aria nei condotti dritti per poi compararlo alle prove successive aggiungendo il turbolatore. Dalla figura seguente, che rappresenta una sezione della testata si osservano le linee di flusso e si può facilmente vedere come non ci sia nessun tipo di moto di swirl, come previsto, essendo i canali semplicemente dritti.

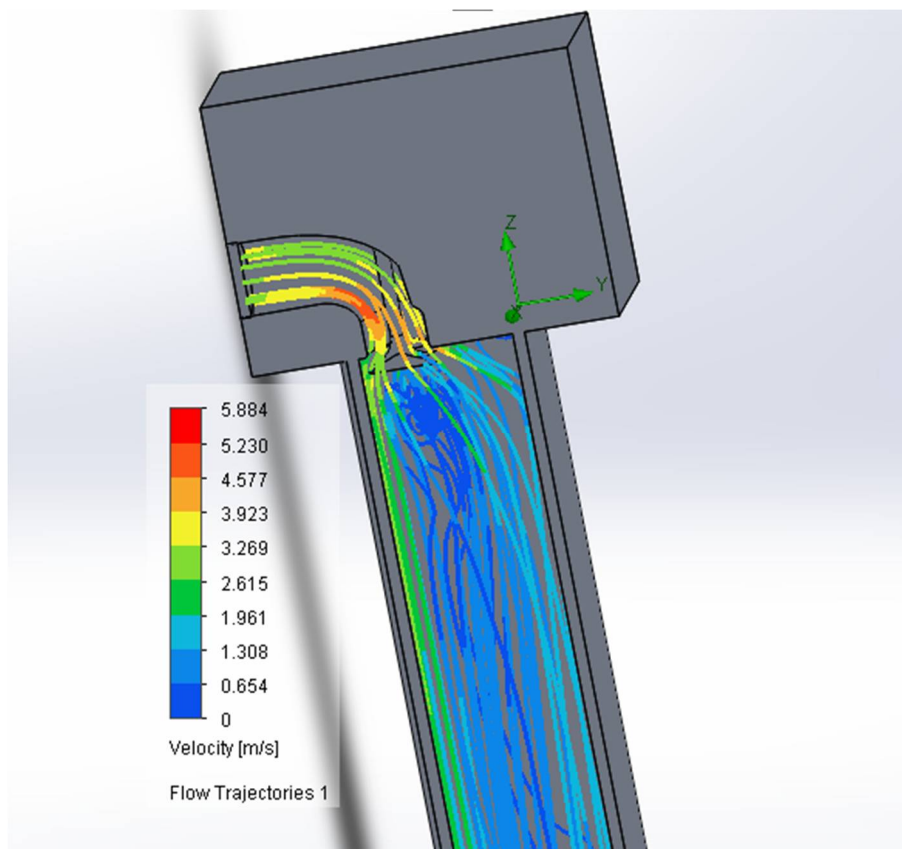


Figura 57: flusso d'aria all'aspirazione con canali dritti.

Seconda prova.

In questa prova si prevede una configurazione con due swirler, uno per ogni condotto. La configurazione è la medesima del caso precedente ma entrambi i condotti hanno un apposito swirler.

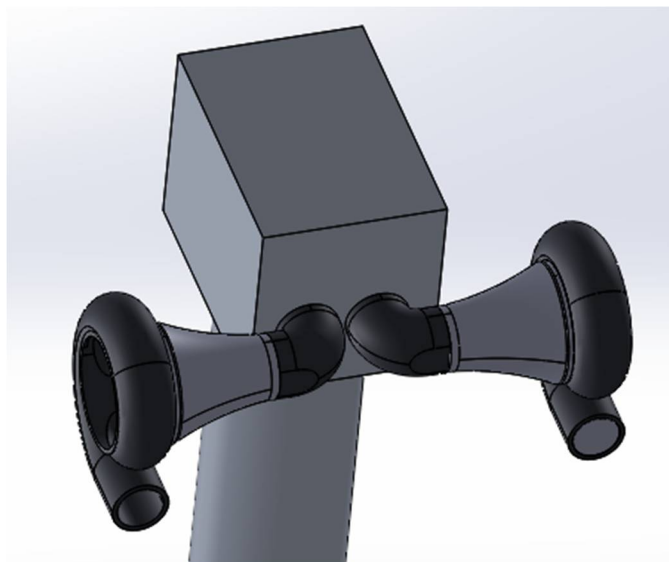


Figura 58: configurazione con uno swirler per ogni condotto.

Si impostano le condizioni al contorno e si dà inizio alla prova. I risultati sono rappresentati nella figura seguente.

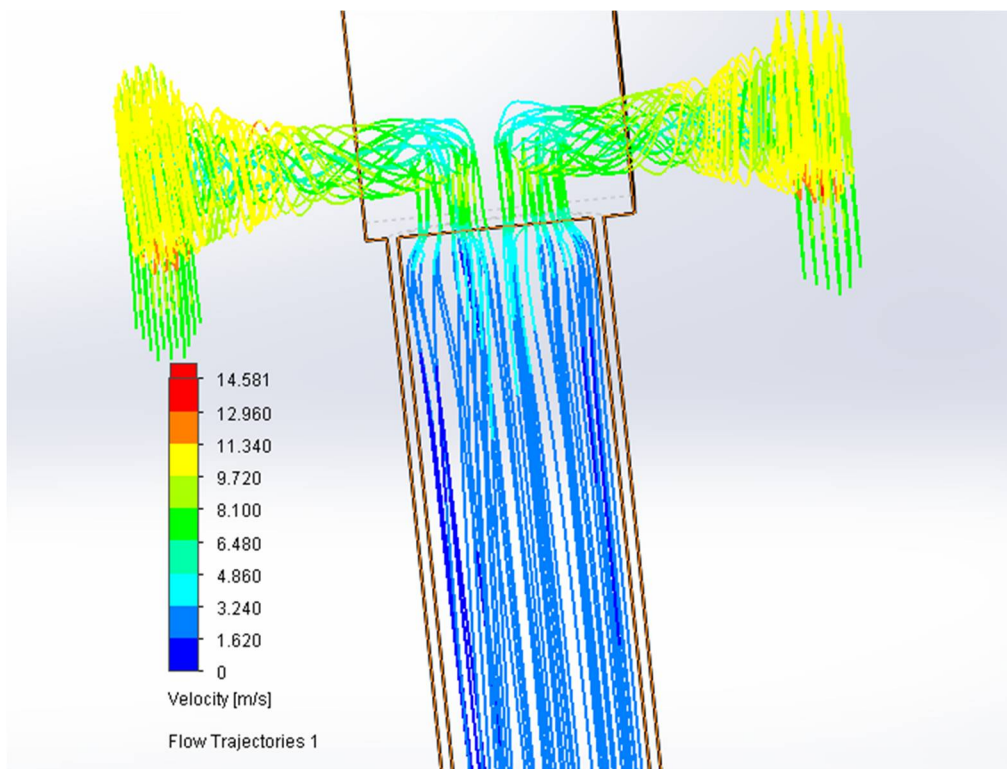


Figura 59: Risultati della simulazione con due swirler.

Si vede che in questo caso non si hanno i risultati desiderati in quanto gli effetti dei due swirler vanno a interferire tra di loro annullandosi a vicenda. Si procede quindi alla prova successiva.

Terza prova.

Si tenta in questo caso di utilizzare lo stesso swirler per entrambi i condotti come mostrato nella figura seguente.

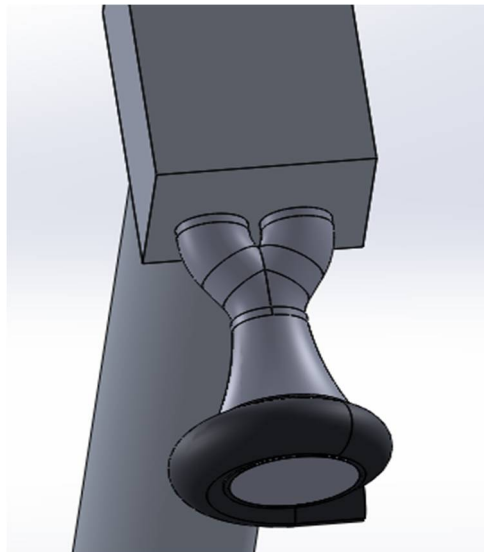


Figura 60: Prova di flussaggio sempre con uno swirler unico.

Si impostano le condizioni al contorno come al solito e si dà il via alla simulazione.

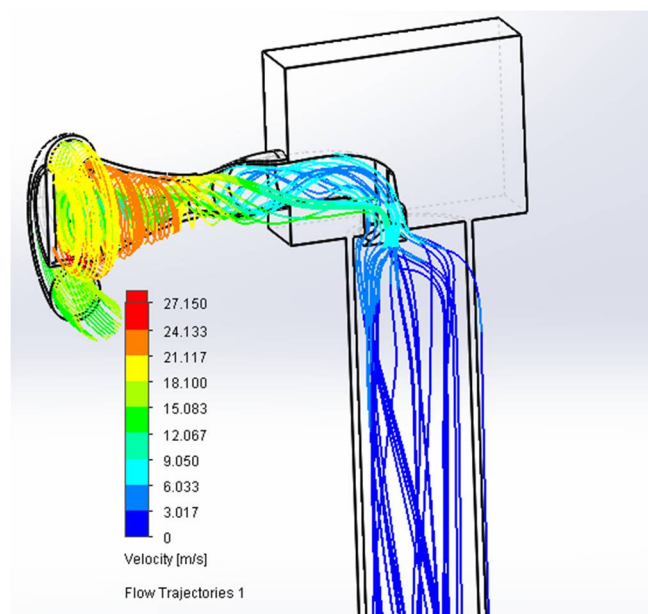


Figura 61: Risultati della simulazione con un solo swirler.

In questa prova si vede un accenno di moto vorticoso, ma i risultati sono ancora lontani da quelli sperati in quanto è ancora molto accentuata una componente assiale e non normale al cilindro come ci imponiamo di trovare. Si procede con la prova successiva.

Quarta prova.

Per questa prova si fa riferimento alla tesi di Salucci Andrea (citata nelle fonti), che ha trovato una soluzione interessante al tentativo di ottenere un moto di swirl ad un problema simile al mio, utilizzando una configurazione a condotti misti.

Si procede quindi aggiungendo lo swirler esterno all'entrata di un solo condotto di aspirazione, lasciando libero l'altro, come si può vedere nella figura seguente. In questa configurazione si divide il compito dei due condotti: il condotto di aspirazione con annesso il turbolatore ha il compito di creare un moto rotatorio normale all'asse del cilindro, mentre il nuovo condotto, chiamato anche condotto riempitore, ha il compito di riempire la camera di combustione tramite un flusso avente una componente parallela all'asse del cilindro molto marcata. Le valvole di aspirazione sono aperte di 7 mm come per le prove precedenti.

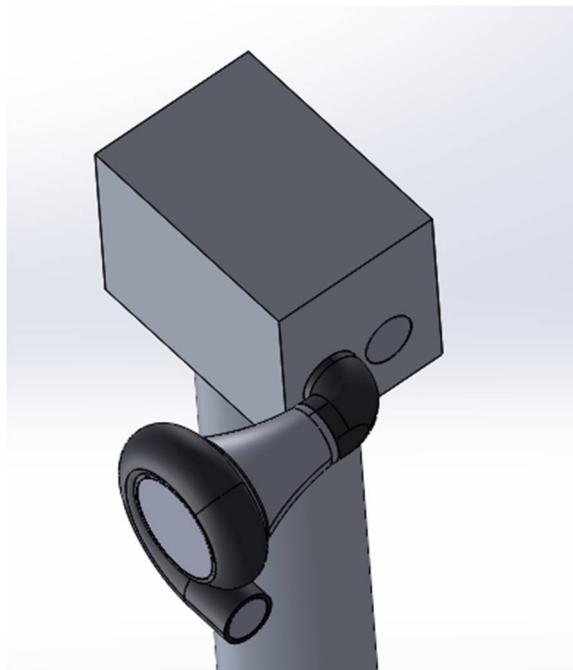


Figura 62: Componente realizzato per la simulazione con condotti misti.

Si impostano le stesse condizioni al contorno, imponendo la pressione atmosferica all'entrata del turbolatore e all'entrata del condotto di riempimento e si osservano i risultati ottenuti.

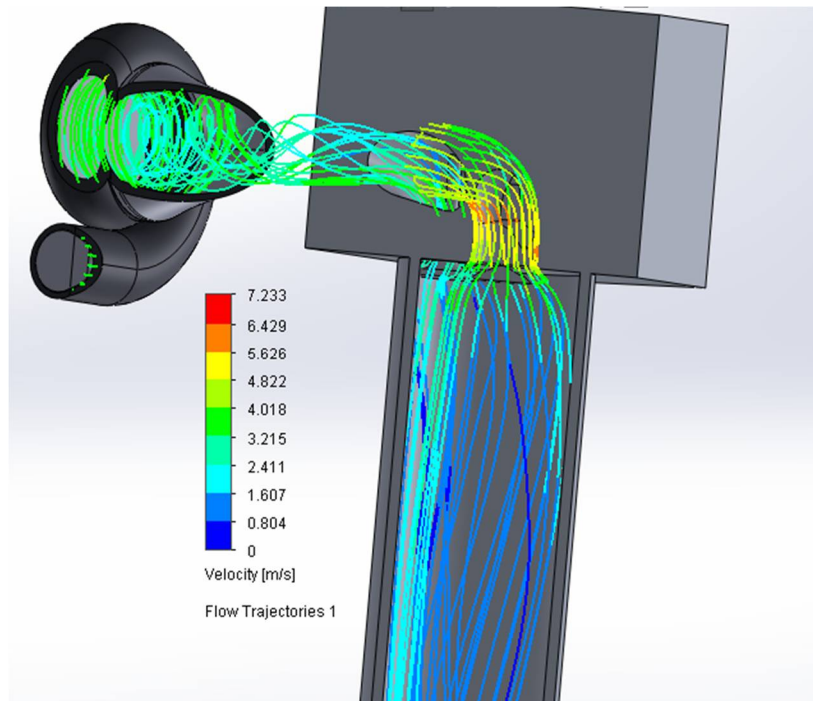


Figura 63: Risultati ottenuti dalla prova a condotti misti.

I risultati come si può vedere dalla figura precedente non sono ancora quelli sperati. Il flusso provocato dal condotto riempitore, avente una componente diretta in senso assiale del cilindro molto consistente, disturba pesantemente il flusso del condotto swirler.

In seguito a questa considerazione si effettua di seguito un tentativo cercando di limitare il flusso d'aria in ingresso alla camera di combustione dal canale di riempimento.

Quinta prova.

Il passo successivo è stato quello di provare a modificare il profilo dei condotti, ovvero di cercare di “stendere” maggiormente lo stesso in maniera da evitare un elevato cambio di direzione del flusso e in modo di introdurlo in camera nella configurazione più normale possibile all'asse del cilindro. Così abbiamo lasciato invariati i diametri dei condotti e abbiamo agito modificando solamente il cammino nel condotto di aspirazione sul quale è posizionato lo swirler, come mostrato nell'immagine seguente.

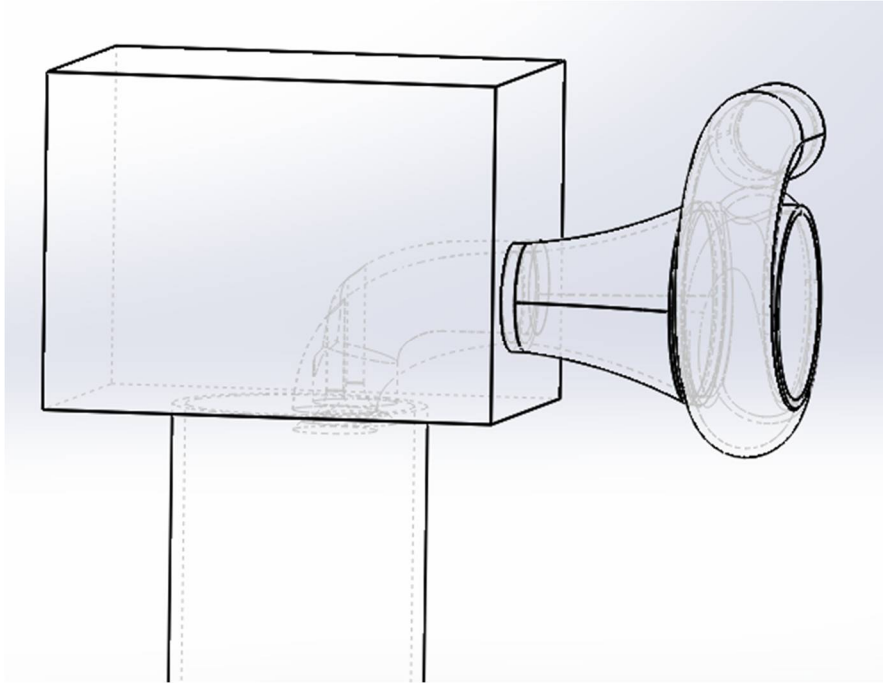


Figura 64: configurazione con condotto di swirler modificato.

Si assegnano così le solite condizioni al contorno e si dà il via alla simulazione della quale i risultati vengono riportati in seguito.

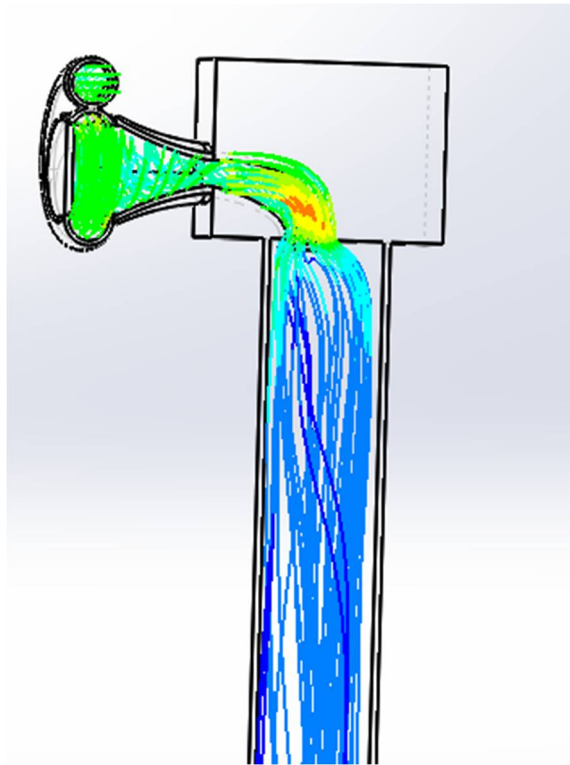


Figura 65: risultati ottenuti dalla prova a condotto di swirler modificato.

Come si può vedere questa prova è molto significativa in quanto ci fa capire che ci stiamo muovendo nella direzione giusta, infatti stendendo il condotto la componente di swirl è aumentata notevolmente anche se rimane ancora preponderante la componente assiale. Il passo successivo è ovviamente quello di stendere entrambi i condotti.

Sesta prova.

Il passo successivo per provare a ridurre l'interazione del flusso del condotto riempitore con quello del condotto swirler è stato, oltre che stendere, quello di diminuire le dimensioni di entrambi i condotti e delle rispettive valvole.

Questo porterebbe a un prevedibile aumento delle velocità nel condotto swirler e nel condotto riempitore, con la speranza che questo possa aumentare la turbolenza nel cilindro.

Inoltre dalle prove precedenti si è potuto evincere che utilizzando la strategia dei condotti misti si possono ottenere i maggiori benefici. Quindi in questa nuova prova la configurazione presa in analisi risulta la seguente, con i condotti ridotti di dimensione, stesi e con un solo turbolatore e un condotto di solo riempimento.

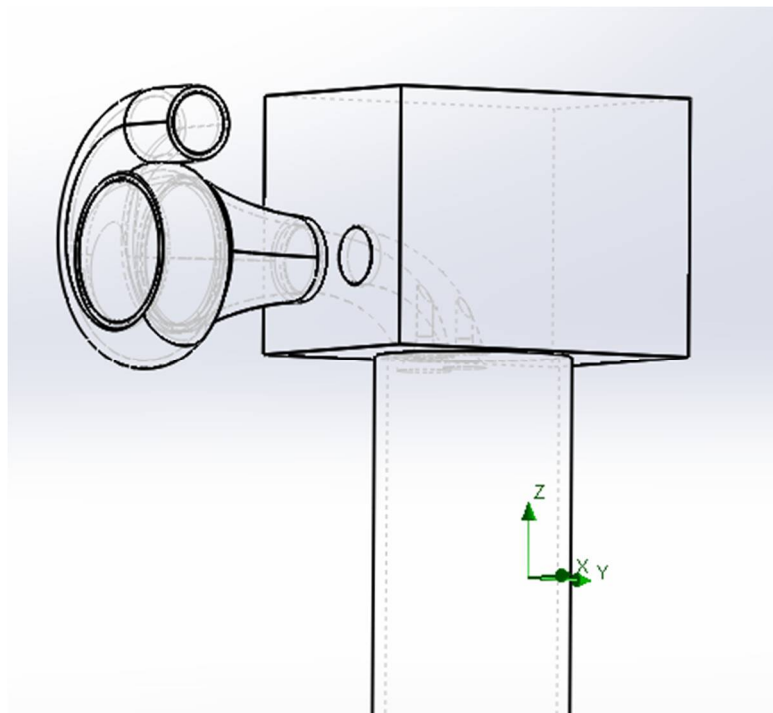


Figura 66: configurazione della simulazione con condotti modificati

Vengono poi imposte le condizioni al contorno e si può partire con la simulazione. Di seguito riportiamo i risultati.

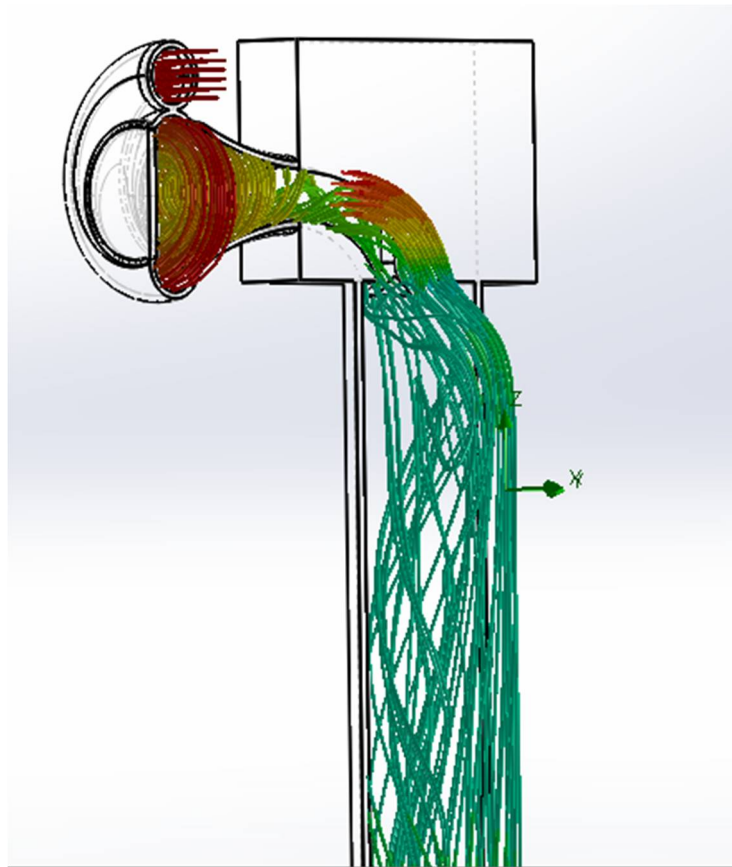


Figura 67: risultati prova con condotti modificati e un solo swirler.

Con questa configurazione si è riusciti ad ottenere un risultato più simile a quello desiderato, cioè un moto di swirl pressoché unico in tutta la camera di combustione e non disturbato troppo dal moto del fluido uscente dal condotto riempitore. L'obiettivo da raggiungere è quello in cui il flusso proveniente dal condotto con lo swirler riesca ad aggirare il flusso proveniente dal condotto riempitore senza che venga disturbato. Provando anche con ulteriori test ci si è accorti che questa sia la soluzione più consona ed è stata quindi quella adottata per il progetto finale.

Non bisogna però dimenticare che le velocità del flusso nel condotto swirler sono, prevedibilmente, più elevate. È stato quindi necessario studiare eventuali problemi di supersonicità nei condotti durante la fase di aspirazione e incrocio, durante la prova di riempimento.

Risultati del riempimento della camera di combustione.

L'analisi dei risultati della simulazione relativa allo studio del riempimento della camera di combustione è stata eseguita generando le linee di flusso all'interno del condotto come si vede nella figura seguente. Ricordando che questo studio è stato effettuato durante la fase di aspirazione e, in particolare, durante la fase di incrocio. Si impostano le condizioni al contorno così come spiegato precedentemente e si dà il via alla simulazione. In seguito ne vengono mostrati i risultati.

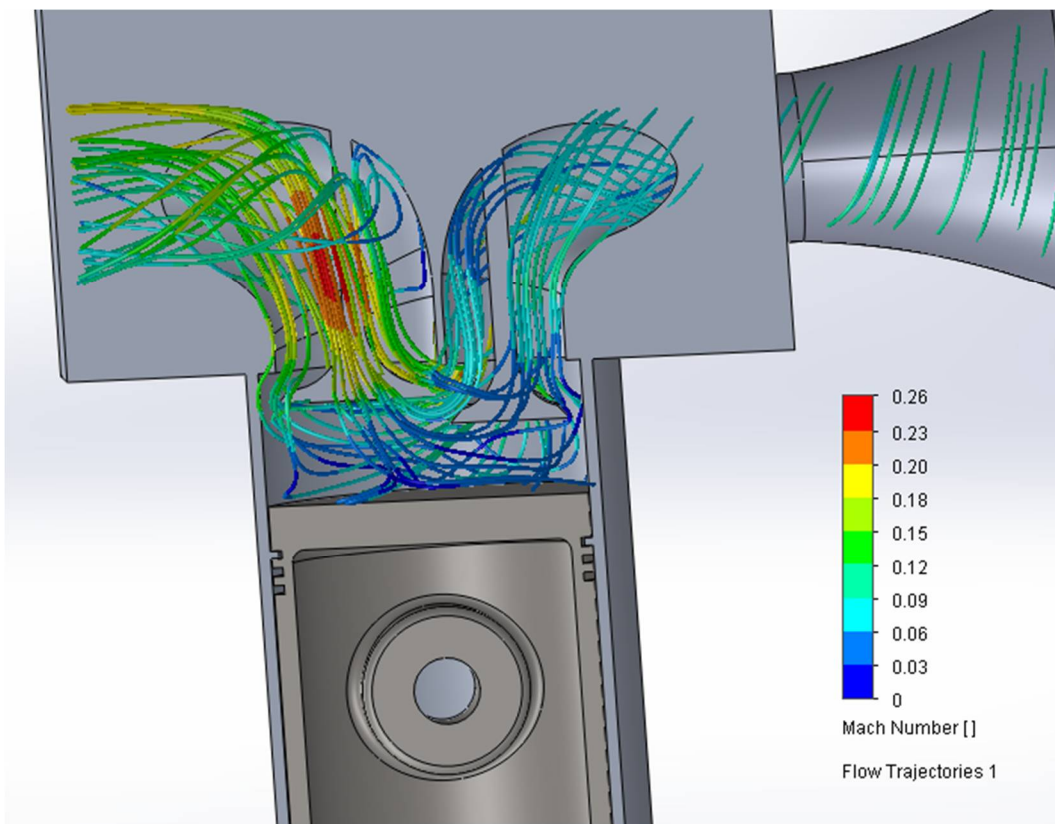


Figura 68: Risultati della prova di riempimento.

Dalle immagini si vede chiaramente che si ha un buon riempimento della camera di combustione e le velocità massime raggiunte dal flusso si attestano attorno agli 0,26 Mach. Queste sono velocità abbastanza lontane dalle condizioni soniche che causano criticità e quindi da evitare. Essendosi la prova mostrata subito soddisfacente non sono necessarie altre prove per quanto riguarda lo riempimento della camera di combustione.

Conclusioni.

Per i risultati ottenuti l'unica soluzione che consente un moto di swirl nella camera di combustione come desiderato è quello con condotti misti ridimensionati e ridotti di dimensione e con swirler all'ingresso di uno dei due canali di aspirazione. Ci riteniamo complessivamente soddisfatti dei risultati ottenuti in quanto siamo riusciti a migliorare notevolmente la turbolenza in camere che eri pressoché inesistente. Tuttavia sono necessarie ulteriori prove per validare queste ipotesi, le prove effettuate sono soltanto indicative e non esaustive del problema, e ne esistono molte altre.

Altre soluzioni per migliorare il moto di swirl con condotti misti.

Attualmente in alcuni motori che utilizzano i condotti misti del tipo riempitore-swirler, affinché il moto del condotto riempitore non disturbi il flusso del condotto swirler, sono poste delle lamelle all'interno del condotto riempitore. Esse sono movimentate da un motore elettrico che, in base al carico e alla velocità di rotazione del motore, parzializzano il flusso proveniente da esso. Così è possibile ottenere un doppio beneficio:

- Ai bassi regimi, ovvero quelli di normale utilizzo del motore, le lamelle chiudono in parte il condotto riempitore. L'effetto che ne consegue è che il moto di swirl ne risente positivamente, venendo meno disturbato, e di conseguenza ne risente positivamente anche il rendimento termodinamico che è strettamente collegato al moto di swirl nella camera di combustione.
- Agli alti regimi, quando il rendimento termodinamico passa in secondo piano in luogo della potenza, le lamelle vengono totalmente aperte. Il moto di swirl verrà disturbato dal flusso proveniente dal condotto riempitore, ma riscuote importanza in questa fase solamente riempire la camera di combustione.

Conclusioni.

In questo elaborato è stata effettuato uno studio di fattibilità di una testata Twin Air Diesel, definendone le principali caratteristiche geometriche e resistenziali. È soltanto un primo passo e sono necessarie ulteriori prove e test per l'effettiva realizzazione.

I risultati ottenuti si possono dire soddisfacenti sia per quanto riguarda i test sul piatto fiamma che per le prove di flussaggio, mentre è necessario approfondire ulteriormente la resistenza delle rondelle in quanto in quest'ultima si sono rilevati dati più incerti. Tuttavia come in ogni analisi FEM le prove di resistenza e di flussaggio eseguite sulla testata sono soltanto indicative del comportamento del fluido all'interno della camera di combustione e delle tensioni che si vanno a creare. Si tratta di tentativi sperimentali e necessitano di studi più specifici e approfonditi. Hanno però lo scopo di indicare la direzione da percorrere per un eventuale sviluppo futuro.

Il vantaggio di poter usufruire in fase di progettazione di simulazioni virtuali agli elementi finiti è molto importante come si è visto nel corso di questo elaborato. È possibile ottenere notevoli risparmi in termini di tempo e di costi. Le simulazioni devono però essere effettuate correttamente, da parte di un progettista esperto e con elevato senso critico, in grado di saper impostare le giuste ipotesi in fase iniziale di definizione dei vincoli e dei carichi, in grado di saper interpretare correttamente i risultati finali ed essere poi capace di proporre i miglioramenti opportuni, fino ad arrivare alla soluzione ottimale del problema.

Bibliografia.

- Studio Tecnico e Pratico Audi A4, motori Diesel 1.9 TDI 115 e 2.0 TDI 140 cv (4 cilindri) dal restyling di Novembre 2004.
- Tesi: “Analisi e proposte di miglioramento per una testata di motore Diesel aeronautico” di Daniele Solieri. Relatore: Prof. Ing. Luca Piancastelli. Università degli studi di Bologna - Facoltà di Ingegneria - A.A. 2002/2003.
- Tesi: “Studio e ottimizzazione della versione due valvole della testata del motore VD007” di Stefano Zaccaria. Relatore: Prof. Ing. Luca Piancastelli. Università degli studi di Bologna - Facoltà di Ingegneria - A.A. 2006/2007.
- Tesi: “Stima di massima dei limiti strutturali di parti di motori diesel ad iniezione diretta per l’aeronautica” di Luca Bernardi. Relatore: Prof. Ing. Luca Piancastelli. Università degli studi di Bologna - Facoltà di Ingegneria - A.A. 2001/2002.
- Tesi: “Verifica dei moti vorticosi di swirl nel motore diesel Common-rail 4 cilindri” di Gian Marco Milanese. Relatore: Prof. Ing. Luca Piancastelli. Università degli studi di Bologna - Facoltà di Ingegneria.
- Tecnica del motore. Autori: Ingg. Pietro Leone – Rosario Scuto. Editrice: Libreria Editrice Universitaria Levrotto e Bella. Corso Vittorio Emanuele, 28. Torino
- Tesi: “Studio ed ottimizzazione dei condotti di una testa di un motore diesel Common-rail” di Andrea Salucci. Relatore: Prof. Ing. Luca Piancastelli. Università degli studi di Bologna - Facoltà di Ingegneria - A.A. 2011/2012.
- Tesi: “Studio e ottimizzazione di una testata Twinair diesel” di Giacomo Erani. Relatore: Prof. Ing. Luca Piancastelli. Università degli studi di Bologna – Facoltà di Ingegneria – A.A. 2015/2016.
- Dubbel - Manuale di Ingegneria Meccanica. Edizione 15 corretta e ampliata a cura di W. Beitz e K. –H.
- Kuttner. Edizioni di Scienza e Tecnica Milano.

Ringraziamenti

Vorrei innanzitutto ringraziare il Professor Piancastelli per i suoi insegnamenti nel corso di questi anni ed in particolare nell'ultimo periodo, per avermi sopportato e per avermi mostrato che, anche negli ambiti più seri e formali, un po' di ironia è sempre ben accetta.

Vorrei dire poi un immenso grazie a tutti i miei amici di facoltà che si sono rivelati un gruppo veramente fantastico, vorrei ringraziarli per aver portato tanti sorrisi, torte, frisbee in un ambiente che sembrava dominato da integrali, matrici e gente sociopatica. Vorrei ringraziare in particolare Luca, Leo e Gabri per essersi dimostrati degli amici veri sui quali potrò sempre contare.

Grazie agli amici che ci sono da una vita intera e a quelli che sono arrivati solo nell'ultimo periodo, grazie per avermi fatto sgabbiare (tanto) e crescere insieme, per aver fatto in modo che questa esperienza universitaria fosse molto meno pesante e stressante di come sarebbe stata altrimenti. Grazie a Bizzo, Albi, Leo e Lori che ci sono veramente sempre e da sempre, questa laurea è un po' anche la vostra.

Grazie anche ai miei colleghi di lavoro per la loro pazienza, perché la combo Marco studioso + Marco lavoratore si è sempre rivelata un pentolone di sbalzi di umore che siete sempre riusciti a gestire alla grande.

Grazie alla mia Miriana che mi dà sempre tutto l'amore del mondo, che riesce a tirar fuori la parte più bella di me e a farmi crescere ogni giorno. Grazie per stringermi forte nei momenti più difficili e per sorridere insieme a me in quelli felici.

Ma il grazie più grande di tutti va alla mia famiglia, per avermi supportato dal primo all'ultimo istante, per avermi formato, per essere stati con me in tutte le gioie e le tristezze di questo percorso, per essere sempre orgogliosi di me come io lo sono di voi, grazie di farmi sentire una persona così fortunata.

Grazie infine a tutti quelli che hanno sempre creduto in me nonostante sia uno studente di ingegneria un po' atipico per avermi spronato a dare sempre il massimo, e grazie a tutti quelli che hanno contribuito anche solo con un sorriso a questa esperienza.

Grazie di cuore,

Marco Nanni.

Forlì, 6 ottobre 2016