

TOR VERGATA
UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI ROMA

FACOLTA' DI INGEGNERIA

TESI DI LAUREA TRIENNALE IN INGEGNERIA MECCANICA

**OTTIMIZZAZIONE DELLA TESTATA DI UN MOTORE
MEDIANTE MESH MORPHING**

RELATORE:

PROF. CORRADO GROTH

CANDIDATO:

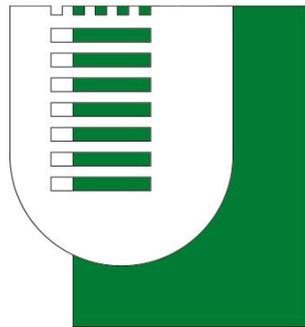
MATTEO MARRA

CORRELATORE:

ING. STEFANO PORZIANI

ANNO ACCADEMICO 2021-2022

TOR VERGATA



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI ROMA

FACOLTA' DI INGEGNERIA

TESI DI LAUREA TRIENNALE IN INGEGNERIA MECCANICA

OTTIMIZZAZIONE DELLA TESTATA DI UN MOTORE MEDIANTE MESH MORPHING

RELATORE:

PROF. CORRADO GROTH

CANDIDATO:

MATTEO MARRA

CORRELATORE:

ING. STEFANO PORZIANI

ANNO ACCADEMICO 2021-2022

*Alla mia famiglia e gli amici
che mi hanno sempre sostenuto*

Contenuti

Premessa	1
1. Tipologie di motori esistenti, componenti e caratteristiche.....	2
1.1. Introduzione.....	2
1.2. Classificazione dei Motori Alternativi a Combustione Interna (MCI).....	4
1.3. Caratteristiche ciclo Diesel.....	6
1.4. Descrizione della testata e dei componenti in essa presenti.....	9
1.5. Materiale impiegato per la costruzione.....	18
2. Descrizione dei carichi agenti e dei vincoli.....	22
2.1. Valutazione dei carichi strutturali.....	22
2.2. Valutazione dei carichi termici.....	25
2.3. Imposizione delle condizioni al contorno idonee.....	28
3. Presentazione degli strumenti numerici del FEM.....	30
3.1. Introduzione al metodo di studio in Ansys Workbench.....	30
3.2. Introduzione all'ottimizzazione mediante il software RBF-Morph.....	35
3.3. Presentazione del Biological Growth Method.....	37
3.4. RBF Mesh Morphing.....	39
3.5. Modifica automatica delle superfici usando RBF e BGM.....	42
4. Introduzione al workflow.....	44
4.1. Descrizione della geometria modificata in SpaceClaim.....	44
4.2. Impostazione e creazione della mesh.....	47
4.3. Analisi della distribuzione delle temperature.....	52
4.4. Descrizione del criterio di von Mises.....	55
4.5. Analisi delle tensioni ottenute.....	57
4.6. Valutazione della convergenza della mesh.....	64
5. Presentazione dell'ottimizzazione strutturale.....	67
5.1. Workflow dell'ottimizzazione.....	67
5.2. Ottimizzazione della sede dell'iniettore.....	70
5.3. Ottimizzazione dei condotti di scarico.....	82
5.4. Ottimizzazione dei condotti di aspirazione.....	89
6. Conclusioni.....	100
6.1. Analisi dei risultati ottenuti.....	100
Bibliografia.....	102

Premessa

Lo studio che verrà presentato in questa tesi riguarderà l'ottimizzazione strutturale di una testata di un motore quattro cilindri in linea di tipo Diesel. L'attenzione si concentrerà sulla porzione della stessa inerente ad uno dei due cilindri centrali e l'obiettivo perseguito sarà quello di andare a ridurre le concentrazioni di tensione nelle zone relative al water jacket. Nel proseguo della trattazione saranno analizzati i carichi strutturali, quelli termici e le condizioni al contorno imposte per rendere quanto più realistica l'analisi mediante i modelli FEM, avendo preliminarmente scelto il materiale con cui realizzare la testata. A seguito del calcolo termo-strutturale effettuato in ANSYS Mechanical verrà proposta la procedura di ottimizzazione strutturale secondo il Biological Growth Method (BGM) mediante il software RBF-Morph al fine di migliorare le prestazioni meccaniche del componente sotto determinate condizioni applicative. In conclusione verranno analizzati i risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche al fine di sottolineare l'importanza dell'ottimizzazione nell'industria moderna, dove la ricerca è sempre più proiettata verso processi produttivi che vadano ad abbattere gli sprechi di materiale utilizzato.

Capitolo 1

Tipologie di motori esistenti, componenti e caratteristiche

1.1 Introduzione

Il motore a scoppio fu un'invenzione straordinaria che rivoluzionò per sempre la storia dei trasporti e che cambiò radicalmente lo stile di vita delle persone. Di seguito viene riportata brevemente la storia di quella che per molti, al giorno d'oggi, rimane una passione più forte delle moderne tecnologie applicate nel settore dell'automotive.

Nell'anno 1854, Eugenio Barsanti e il fisico Felice Matteucci, brevettarono e costruirono il primo motore a combustione interna della storia. Fin dal 1851, tra i due studiosi iniziò un grande rapporto di amicizia e una collaborazione professionale nel campo della scienza e dello studio di nuove tecnologie. I primi studi furono condotti da Barsanti e Matteucci utilizzando un semplice cilindro in ghisa, munito di stantuffo e di valvole; questo semplice strumento permise ai due studiosi italiani di studiare quali fossero gli effetti del miscuglio detonante di ossigeno ed idrogeno, aria e idrogeno e infine aria e gas. Gli esperimenti condotti dai due studiosi, furono determinanti per riuscire a comprendere il comportamento dello stantuffo e il problema dell'espulsione dei gas di scarico che venivano prodotti dalla combustione. La miscela veniva innescata attraverso una scintilla elettrica o attraverso una piccola fiammetta di gas; tuttavia quest'ultima soluzione venne presto abbandonata. La deduzione di questi esperimenti fu che la forza, prodotta da una combustione rapida, generava una forte spinta allo stantuffo che tuttavia non arrivava ancora alla fine della corsa. I due studiosi notarono che quando lo stantuffo arrivava a fine corsa, esso ritornava poi velocemente e spontaneamente all'indietro. Fu facile per entrambi dedurre che ciò avveniva grazie alla condensazione dei gas che producevano un vuoto; la conclusione fu che era la pressione atmosferica a garantire che il pistone tornasse indietro. Questo modello di motore rudimentale studiato era un motore verticale a stantuffo libero. Lo scoppio avveniva all'interno della camera di combustione attraverso una miscela di aria e gas illuminante, che proiettava il pistone in aria.

Parlando del motore a scoppio, con tale termine si indica una macchina motrice di tipo endotermico; il suo funzionamento è determinato dalla conversione dell'energia chimica, all'interno di una miscela costituita da combustibile (benzina o diesel) e aria, in energia meccanica; la conversione di energia è affidata all'albero motore. A seguito della reazione chimica, si genera nella camera di combustione un'elevata pressione causata dal repentino aumento di volume con conseguente discesa del pistone, rendendo perciò possibile quella che è la fase utile del ciclo termodinamico. Infatti il moto del pistone viene trasmesso all'albero motore che pertanto è messo in rotazione. La miscela che viene impiegata in un motore a scoppio, per generare la combustione è appunto il combustibile. Esistono diverse tipologie di combustibili impiegati per la combustione

dei motori a scoppio; si può utilizzare la benzina, il gasolio, il GPL o altri tipi di derivati del petrolio. L'ossigeno presente nell'aria, avrà la funzione di agire come comburente. Al variare del tipo di combustibile impiegato varieranno le caratteristiche del motore e pertanto l'impiego che ne viene fatto.

Per analizzare le caratteristiche del motore a scoppio, sarà fondamentale comprendere prima di tutto il funzionamento del pistone. Quest'ultimo scende nel cilindro creando una depressione, a seguito della quale la miscela viene immessa all'interno della camera di combustione attraverso un'apposita valvola, detta appunto valvola di aspirazione. Quest'ultima si aprirà grazie alla presenza dell'albero a camme, il cui compito è esattamente quello di comandare l'apertura e la chiusura delle valvole previa opportuna fasatura con l'albero motore. Una volta che il pistone sarà giunto al punto morto inferiore, detto PMS, dopo aver percorso l'intera corsa, verrà spinto verso l'alto della manovella alla quale esso è congiunto. In questa condizione, entrambe le valvole saranno chiuse e il cilindro risulterà chiuso ermeticamente. Il pistone dunque salendo, andrà a comprimere la miscela in un volume 7, 8 volte (tale valore dipenderà dalla tipologia di motore e dal relativo campo di applicazione) minore del volume precedente. Quando poi il pistone sarà giunto quasi all'estremità della sua corsa, la candela farà scoccare una scintilla elettrica tra due puntine metalliche. La miscela andrà a bruciare con grande rapidità, trasformandosi in gas; a questo punto, le altissime temperature che si svilupperanno saranno in grado di far espandere i gas che andranno a premere sulla camera di scoppio. La parete del pistone risentirà della pressione ed esso verrà spinto in basso. Grazie alla biella, il pistone darà luogo alla rotazione dell'albero a gomiti e questo attiverà tutti gli organi della trasmissione. L'albero a gomiti sarà spinto dal volano, e spingerà nuovamente il pistone verso l'alto; nello stesso tempo la valvola di scarico si aprirà; lo stantuffo potrà in questo modo spingere all'esterno tutti i gas bruciati. Una volta giunto all'estremo superiore, la valvola di scarico andrà poi a richiudersi, e allo stesso tempo la valvola di aspirazione si aprirà, dando luogo ad un nuovo ciclo di combustione. La miscela verrà compressa nel cilindro prima di essere bruciata, poiché quando essa sarà incendiata, si trasformerà in gas.

Il primo modello di motore a scoppio funzionante, fu realizzato da Eugenio Barsanti e Felice Matteucci. Successivamente nell'anno 1860, il francese Lenoir, riuscì a costruire il primo motore a combustione interna, al quale seguì una massiva produzione industriale. Si trattava di un motore definito a doppio effetto, ovvero dotato di una particolare distribuzione a cassetto. In esso, la miscela era costituita da aria e gas illuminante, che veniva aspirata dal pistone all'interno della camera di combustione. Questo avveniva per circa metà corsa; successivamente una scintilla elettrica si accendeva, andando ad incendiare il combustibile, che a sua volta andava a spingere lo stantuffo per la seconda metà del percorso; in questo modo veniva compiuto un giro utile. Il rendimento di questo motore era del 4 per cento e per questo motivo la sua diffusione fu particolarmente importante. Successivamente nell'anno 1886, i tedeschi E. Langen e A. Otto, progetteranno e costruiranno un motore verticale a stantuffo libero, assolutamente analogo a quello degli italiani Barsanti e Matteucci; tuttavia il motore dei tedeschi era leggermente differente, per via di alcuni accessori. In particolare lo speciale innesto tra l'albero motore e il rocchetto, andava a controllare il movimento dello stantuffo.

Si dovette aspettare ancora un po' di anni per la nascita del motore Diesel che avvenne nel 1892 ad opera dell'ingegnere tedesco Rudolf Diesel il cui obiettivo era quello di aumentare l'efficienza dei motori a vapore e dei primi motori a benzina sia in termini di rendimento che di sicurezza. Difatti tale tipo di motore non necessita della presenza della candela in quanto la detonazione della miscela è generata grazie all'elevata temperatura raggiunta dall'aria durante la fase di compressione. Il Diesel inoltre consumava di meno dei contemporanei motori a ciclo Otto, risultava anche più affidabile nonché duraturo ed inoltre il gasolio era un prodotto molto meno raffinato rispetto alla benzina. I limiti tecnologici degli anni a cavallo dei due secoli ne impedirono una rapida diffusione soprattutto a causa dell'impossibilità di sviluppare sistemi di alimentazione adatti (iniettori e pompa del gasolio). Le prime applicazioni del Diesel si ebbero in campo nautico con l'adozione nel 1904 di un motore a gasolio sul sommergibile francese "Z".

1.2 Classificazione dei Motori Alternativi a Combustione Interna (MCI)

Nell'introduzione della tesi è stato riportato brevemente il processo che ha condotto alla nascita dei primi motori a combustione interna la cui evoluzione nel corso degli anni ha portato ai sistemi più moderni di autotrazione che usiamo oggi. Prima di esporre lo studio termo-strutturale della testata per un motore di tipo Diesel è bene andare ad analizzare le differenze che vi sono tra le varie tipologie di MCI e quindi una loro classificazione con lo scopo di mettere in luce le caratteristiche principali [1].

Va innanzitutto sottolineato che nei MCI il sistema di conversione dell'energia coincide con l'unico componente, la macchina, nella quale si realizzano tutte le fasi del ciclo che sono: compressione, combustione, espansione e ricambio della carica. La combustione della miscela può essere generata grazie allo scoccare della scintilla in camera, nel caso dei motori Otto oppure può avvenire a causa dell'elevata pressione raggiunta a seguito della compressione, è il caso del Diesel. La classificazione fondamentale vede perciò così divisi i motori in:

- motori ad accensione comandata (AC), detti per l'appunto motori Otto, nei quali l'accensione del combustibile è provocata dall'esterno (tramite una o più scintille, ad esempio provocate dalle scariche elettriche tra gli elettrodi delle candele) e la combustione si sviluppa attraverso la propagazione di un fronte di fiamma nella miscela aria-combustibile preformata prima dell'accensione;
- motori ad accensione spontanea (AS), detti anche motori ad accensione per compressione o motori Diesel, nei quali il combustibile, iniettato nell'aria compressa, si accende spontaneamente trovando nel cilindro le condizioni idonee all'autoaccensione.

I due si distinguono oltre che per il principio di funzionamento anche per le potenze e le applicazioni. Infatti si ha per:

- motori Otto, potenze limitate (frazioni di kW fino a 500-1000kW) e uso per l'autotrazione, motoveicoli, piccole applicazioni agricole, nautiche e cogenerazione;
- motori Diesel, potenze elevate (fino a circa 100MW) e uso per trazione leggera e pesante, propulsione navale, applicazioni stazionarie per la produzione di energia elettrica e cogenerazione.

Altra importante classificazione vede la differenziazione dei motori in due categorie a seconda del numero di fasi che compongono il ciclo termodinamico e quindi in funzione della frequenza di svolgimento dello stesso:

- i cosiddetti Motori a 4 Tempi sono caratterizzati dal fatto di compiere una fase utile ogni due giri dell'albero motore, la loro denominazione sta ad intendere che il numero di fasi è pari a quattro (così come il numero delle corse) ed esse sono:
 1. fase di aspirazione;
 2. fase di compressione;
 3. fase di combustione-espansione;
 4. fase di scarico;
- i Motori a 2 Tempi nei quali si ha la fase utile ad ogni giro dell'albero motore, le fasi che compongono il ciclo sono due (come le corse):
 1. fase di compressione;
 2. fase di combustione-espansione;
 3. ricambio di carica.

È da sottolineare che durante la fase di espansione avviene anche il ricambio della carica in quanto durante la discesa del pistone vengono scoperte le luci di aspirazione e scarico consentendo l'ingresso della miscela e l'espulsione dei gas di scarico nella fase di lavaggio.

In relazione proprio alla fase di ricambio della carica si può effettuare un'ulteriore diversificazione dei MCI in base alla diversa massa di fluido immessa per ciclo a parità di cilindrata:

- motori aspirati;
- motori sovralimentati.

1.3 Caratteristiche ciclo Diesel

Dovendo studiare il comportamento termo-strutturale della testata di un motore funzionante secondo ciclo Diesel, al fine di poterne effettuare l'ottimizzazione è fondamentale andare ad analizzare il ciclo termodinamico dello stesso [2]. Infatti ciò che sarà necessario approfondire saranno i carichi strutturali nonché quelli termici a cui sarà sottoposto il componente durante il suo funzionamento.

Nel ciclo Diesel durante la fase di aspirazione viene immessa solo aria, a differenza del ciclo Otto nel quale si ha una miscela di aria e combustibile. La fase di compressione si ipotizza come una compressione adiabatica e reversibile, cioè un'isoentropica; il combustibile viene iniettato alla fine della fase di compressione tramite l'iniettore che ne assicura la polverizzazione. Il combustibile quindi si trova in un ambiente ad elevata pressione e temperatura e come conseguenza si viene a creare una reazione di combustione esotermica. La temperatura così come la pressione tende ad aumentare. La fase di iniezione ha una velocità finita e non infinita e pertanto in tale fase il pistone ha il tempo di muoversi dal volume inferiore. Inizia perciò la fase di espansione che normalmente è a pressione decrescente ma, a causa della reazione esotermica che tende ad aumentare la pressione, si può ipotizzare a pressione costante. Non appena la reazione chimica è esaurita inizia la fase di espansione vera e propria con un decremento della pressione secondo una trasformazione adiabatica reversibile, quindi un'isoentropica, fino al punto morto inferiore (PMI). Raggiunto quindi il volume superiore la valvola di scarico si apre e il pistone inverte la corsa dirigendosi verso il punto morto superiore (PMS), ciò consente ai prodotti della combustione di essere scaricati.

Si riporta di seguito il diagramma dell'indicatore del motore Diesel, Figura 1, in cui si ha la pressione in funzione del volume spazzato dal cilindro:

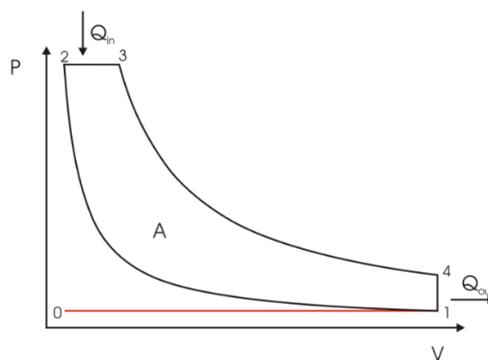


Figura 1. Diagramma dell'indicatore

Il sistema può essere ricondotto ad uno chiuso che compie trasformazioni cicliche con l'introduzione di due scambi di calore che costituiscono la reazione chimica e lo scarico. Il diagramma, in questo caso detto termodinamico, riporta la pressione in funzione del volume

specifico (m^3/kg). Esso è composto da due isoentropiche, da un'isobara e un'isocora. Si osserva come l'aspirazione del gas, che nel diagramma indicatore era rappresentata con un'isobara orizzontale, in tal caso diventa un punto perché durante l'aspirazione il volume specifico dell'aria non cambia. Per analizzare il ciclo da un punto di vista termodinamico è bene riportare, tuttavia, le trasformazioni nel piano T-s, ovvero temperatura-entropia, poiché è possibile dare un'interpretazione grafica ai calori scambiati. Infatti, il calore assorbito è pari all'area sottesa all'isobara mentre quello ceduto è pari all'area sottesa dall'isocora. Di seguito si riportano pertanto i due grafici messi a confronto, Figura 2:

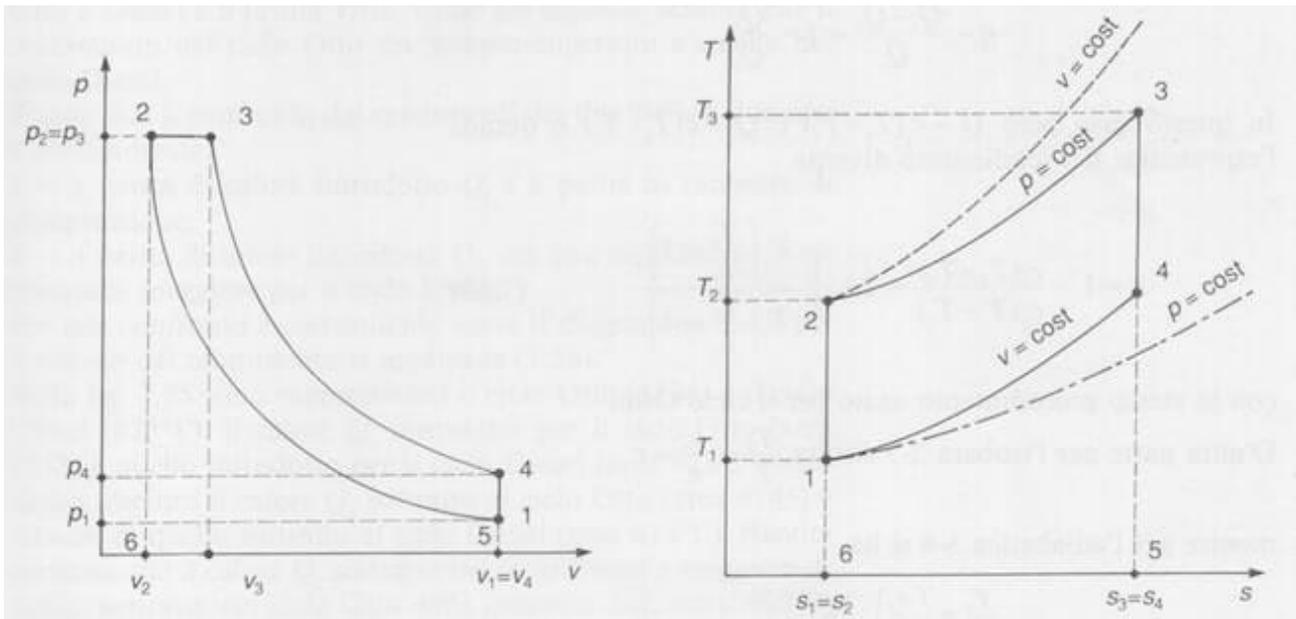


Figura 2. Confronto diagramma p-v e T-s

È possibile ora valutare il rendimento del motore Diesel; esso non è altro che la quantità di lavoro compiuta in funzione del calore assorbito durante lo svolgersi del ciclo, esprimibile pertanto come:

$$\eta = \frac{l}{q_a} = \frac{q_a - q_c}{q_a} = 1 - \frac{q_c}{q_a}$$

Il calore assorbito è dato da:

$$q_a = c_p(T_3 - T_2)$$

Nella quale c_p è il calore specifico medio tra T_3 e T_2 , mentre quello ceduto è:

$$q_c = c_v(T_4 - T_1)$$

Dove c_v è il calore specifico medio tra T_4 e T_1 . Il rendimento diventa allora:

$$\eta = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}$$

Ricordando che l'esponente della politropica indicato con n , nel caso di gas perfetti è definito come k pari a:

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

Si ricava:

$$\eta = 1 - \frac{1}{k} \frac{T_1}{T_2} \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}$$

Introducendo ora il rapporto di combustione r_c :

$$r_c = \frac{T_3}{T_2}$$

Che dipende da come è condotta la combustione e definendo il rapporto volumetrico di compressione r_v :

$$r_v = \frac{V_{MAX}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_2}$$

Si arriva alla definizione del rendimento del ciclo Diesel:

$$\eta = 1 - \frac{1}{k} \frac{1}{r_v^{k-1}} \frac{r_c^k - 1}{r_c - 1}$$

Si può mettere in luce come esso dipende da k , r_v ed r_c . Assumendo $k = 1,35$ per l'aria, il rendimento diviene funzione del rapporto di compressione r_v e del rapporto di combustione r_c . Si nota che il rendimento aumenta all'aumentare del rapporto di compressione con la tendenza a saturare mentre diminuisce all'aumentare del rapporto di combustione.

1.4 Descrizione della testata e dei componenti in essa presenti

L'oggetto dello studio di ottimizzazione, come anticipato in precedenza, è la testata di un motore Diesel. Prima di descrivere ed analizzare come è costituita è opportuno darne una definizione generale che vada ad esprimere il ruolo chiave di tale componente per il funzionamento del motore.

La testata, o testa che dir si voglia, è sostanzialmente l'elemento che chiude i cilindri nella parte superiore, fissato alla parte sottostante con viti e separato da essa da una specifica guarnizione. Realizzata di alluminio o, in passato, di ghisa, ha una forma piuttosto elaborata. Restando nell'ambito dei motori a quattro tempi di larga diffusione, nella parte sovrastante ogni pistone, la testata ospita il cielo della camera di combustione, la candela, le valvole di aspirazione e di scarico con i relativi condotti, le molle di richiamo e gli organi della distribuzione, compresi uno o due alberi a camme. Non mancano poi i passaggi per il liquido di raffreddamento.

La testata in sé è un organo del motore fisso, ma che svolge comunque un ruolo cruciale. Il disegno della camera di combustione, la disposizione e la forma dei condotti di aspirazione e di scarico contribuiscono a determinare infatti, tra le altre cose, le prestazioni del motore e il livello delle emissioni. La progettazione deve tenere conto delle sollecitazioni meccaniche e termiche cui è sottoposto il pezzo, che deve essere quindi dimensionato adeguatamente e con i condotti di raffreddamento efficaci. La testa è infatti il componente più sollecitato di tutto il motore.

La conformazione della testa stabilisce il rapporto di compressione e permette di ottimizzare la combustione all'interno delle camere di scoppio, rendendola più veloce e completa. In altre parole, consente al motore di avere un miglior rendimento, con prestazioni più elevate e sfruttando al meglio l'energia del combustibile.

Un problema cruciale, nella progettazione della testata, è quello delle temperature. Per la sua stessa natura, infatti, possiede un lato più freddo (quello dove passano i condotti di aspirazione) e un lato più caldo (dove si trovano i condotti di scarico). Quindi è importante studiare le dilatazioni, che devono essere sempre uniformi per evitare distorsioni o tensioni interne, che potrebbero portare a crepe e rotture. Per questo per la testata si utilizzano materiali a elevata conduttività termica e le sezioni sono solitamente generose. In quest'ottica è fondamentale lo studio dei passaggi del liquido refrigerante, che deve essere in grado di asportare il calore dalle zone termicamente più sollecitate. Anche la disposizione delle viti di fissaggio, infine, è un aspetto delicato, poiché a serraggio avvenuto le pressioni sul piano di appoggio dei cilindri devono essere distribuite nel modo più uniforme possibile e non devono innescare delle distorsioni a caldo, quando il "tiro" delle viti aumenta.

Infine, soprattutto quando molto complessa, la testata può essere realizzata in due parti (anche per facilitare il lavoro di fonderia), la testata vera e propria, con i condotti e la camera di combustione e un "sopratesa" (o "castello") che si fissa sopra di questa e nel quale sono ricavati i supporti per gli alberi a camme e vengono alloggiati le punterie.

Entrando nello specifico della trattazione, la testata che è stata studiata è, come anticipato, quella di un motore Diesel il quale ha una conformazione così detta "in linea" ed è composto da quattro

cilindri. È caratterizzato da un alesaggio dei cilindri pari a 87 mm , una corsa di 84 mm e pertanto la cilindrata complessiva risulta essere di 2000 cm^3 .

Osservando la parte superiore della testata, si nota innanzitutto la presenza delle sedi degli alberi a camme che sono due, quindi trattasi di un motore bialbero, e quelle dei relativi cuscinetti di appoggio. Il fissaggio della testata al motore avviene mediante delle viti prigioniere i cui fori sono disposti in maniera simmetrica all'interno della stessa, in particolare essi sono distribuiti in modo da essere alternati tra le due valvole, rispettivamente di aspirazione e scarico, afferenti alle relative camere di combustione; il totale delle viti risulta essere pari a dieci. Il diametro adoperato per ciascuna di esse è un M10. È possibile, successivamente, notare la presenza dei fori di passaggio degli iniettori che sono quattro, vale a dire uno per cilindro. Inoltre, nella zona relativa alla sede degli alberi a camme e sulla superficie esterna vi sono le alette di raffreddamento che, come lascia intendere il nome, hanno il compito di assicurare lo scambio termico adeguato tra il componente e l'ambiente esterno. Infine è possibile vedere quelli che sono i fori per l'alloggiamento del coperchio della testata. Analizzando la zona inferiore, è evidente il profilo che la costituisce il quale deve essere replicato fedelmente dalla guarnizione, il cui compito è quello di assicurare la tenuta tra la testata e il blocco motore. Vi sono poi i fori passanti delle viti atte al fissaggio della testata e infine si denota la presenza di particolari asole dalla forma precisa e disposizione simmetrica che sono parte del sistema di smaltimento del calore, ovvero del circuito di raffreddamento. Quanto appena descritto è visibile nella Figura 3.

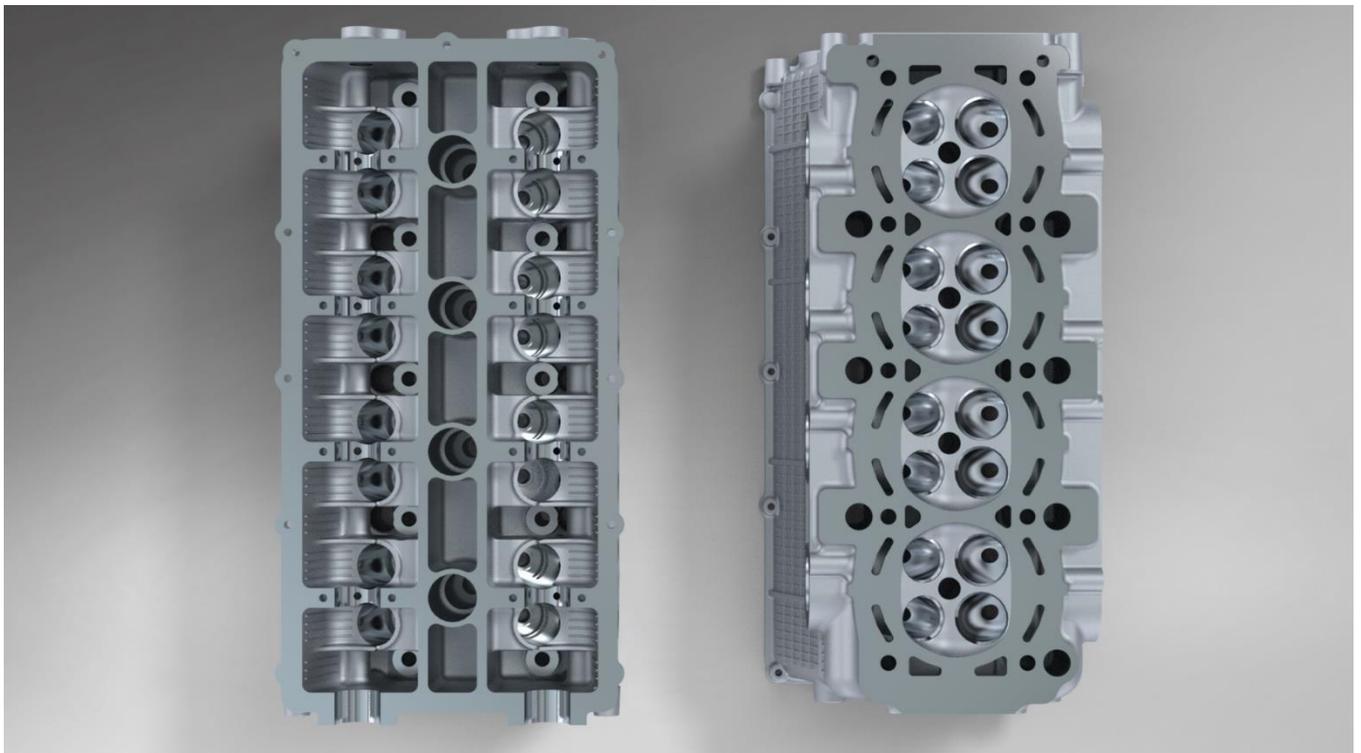


Figura 3. Vista superiore e inferiore della testata

Si passa ora a descrivere la testata concentrandosi sulla porzione relativa ad un singolo cilindro. Essa è caratterizzata dalla presenza del foro di passaggio dell'iniettore, dalle sedi delle valvole di aspirazione e scarico, dai condotti degli stessi, nonché il water jacket. L'iniettore è posto in posizione centrale all'interno della camera di combustione, il che sta a significare che si tratta di un motore avente iniezione diretta, non a caso si sta analizzando un Diesel, in cui il combustibile è iniettato direttamente nella suddetta camera, a differenza del ciclo Otto in cui ci può essere sia iniezione diretta che indiretta, quest'ultima nel condotto di aspirazione. Ai lati dell'iniettore, vi sono le sedi delle valvole aventi un angolo incluso pari a 35° , esse sono quattro, due per l'aspirazione e due per lo scarico. Per capire quali siano atte ad una fase e quali ad un'altra bisogna dapprima osservare che: durante la fase di aspirazione l'aria viene richiamata nel cilindro in quanto la pressione all'interno di quest'ultimo è inferiore a quella esterna (ossia, a quella esistente nell'airbox). La differenza tra le due pressioni è modesta; si tratta infatti di qualche frazione di bar. Quando si apre la valvola di scarico, i gas si riversano subito nel condotto, iniziando a fuoriuscire con una elevata velocità, data la forte differenza tra la pressione esistente nel cilindro (6 – 8 bar, nei moderni motori di alte prestazioni) e quella esterna. La loro espulsione viene completata, anche se non proprio al 100 %, durante la risalita del pistone dal PMI al PMS. Dunque, mentre fare uscire i gas combusti dal cilindro è piuttosto agevole, fare entrare l'aria non lo è affatto, in particolare nei motori veloci. Per questa ragione si cerca di agevolare al massimo l'ingresso dell'aria adottando valvole di aspirazione di notevoli dimensioni, anche se ciò va a discapito di quelle di scarico. Tra l'altro, valvole di grande diametro sono vantaggiose ai fini del rendimento volumetrico agli alti regimi anche perché grazie ad esse si evita che la velocità media teorica dei gas raggiunga un valore troppo elevato. Come ovvio, oltre un certo valore non si va sia per ragioni geometriche che per non ridurre eccessivamente le dimensioni delle valvole di scarico (diminuire il loro diametro oltre un certo è controproducente). In media, nei moderni motori di altissime prestazioni, le valvole di scarico hanno un diametro dell'ordine di 0,80 – 0,86 volte quello delle valvole di aspirazione. A titolo di esempio, negli odierni quadricilindrici supersportivi di 600 cm^3 le valvole di aspirazione sono da 27 – 27,5 mm (diametro del fungo), mentre quelle di scarico sono da 22 – 23 mm. Continuando con l'osservazione della porzione di testata in esame, si pone l'attenzione sui condotti in essa presenti. Essi sono quelli di aspirazione e quelli di scarico; i primi, come definito dal nome, servono per far arrivare l'aria fino all'ingresso della camera di combustione e così come per le valvole ad essi appartenenti, sono di dimensioni maggiori di quelli atti allo scarico. Le due tipologie di condotti sono tra loro contrapposti e complessivamente vanno a creare quelli che sono il lato caldo e il lato freddo della testata. I condotti di aspirazione ricevono l'aria dai rispettivi collettori mentre quelli di scarico hanno il compito di consentire la fuoriuscita dei prodotti della combustione verso l'esterno, essendo collegati con i collettori di scarico. Infine è doveroso precisare come la conformazione del cielo della testata, ovvero la parte sovrastante il pistone, sia fondamentale per quantificare il volume a disposizione della miscela quando è stato raggiunto il PMS. È quindi oggetto di studio fondamentale nella fase di progettazione perché esso, insieme anche alla forma della superficie superiore del pistone, va ad influenzare il valore del rapporto di compressione, definito come: rapporto esistente tra la cilindrata unitaria V_c (volume generato dal pistone nello spostamento da PMS a PMI) sommato al volume della camera di combustione V_0 e il solo volume di quest'ultima

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

Quanto finora descritto è riportato nella Figura 4 in cui è proposta la sezione della testata che sarà successivamente ottimizzata:



Figura 4. Sezione della testata soggetta a morphing

Osservandola attentamente si possono vedere delle zone nelle quali non è presente del materiale, ma che sono cave e vanno a contornare il cielo, i condotti di aspirazione e scarico e l'alloggiamento dell'iniettore. È proprio in esse che scorre il liquido di raffreddamento, il cui scopo, come precedentemente anticipato, è quello di assicurare il corretto scambio termico indispensabile per il funzionamento e l'affidabilità del motore stesso. L'ottimizzazione che verrà portata avanti nel proseguo della tesi riguarderà le parti della testata investite da tale flusso nelle quali si vanno a creare delle forti concentrazioni di tensione che dovranno essere ridotte per migliorare il funzionamento del componente sotto le condizioni di carico a cui è sottoposto. Si riporta pertanto la Figura 5 definibile come il "negativo" di quello che è il così detto "water jacket" in azzurro, atto ad assicurare lo smaltimento del calore, insieme ai collettori di aspirazione in verde e a quelli di scarico in rosso. Essa ha lo scopo di rendere più semplice e intuitiva la conformazione assunta dai fluidi nel percorso attraverso le cavità della testata poc'anzi descritte:

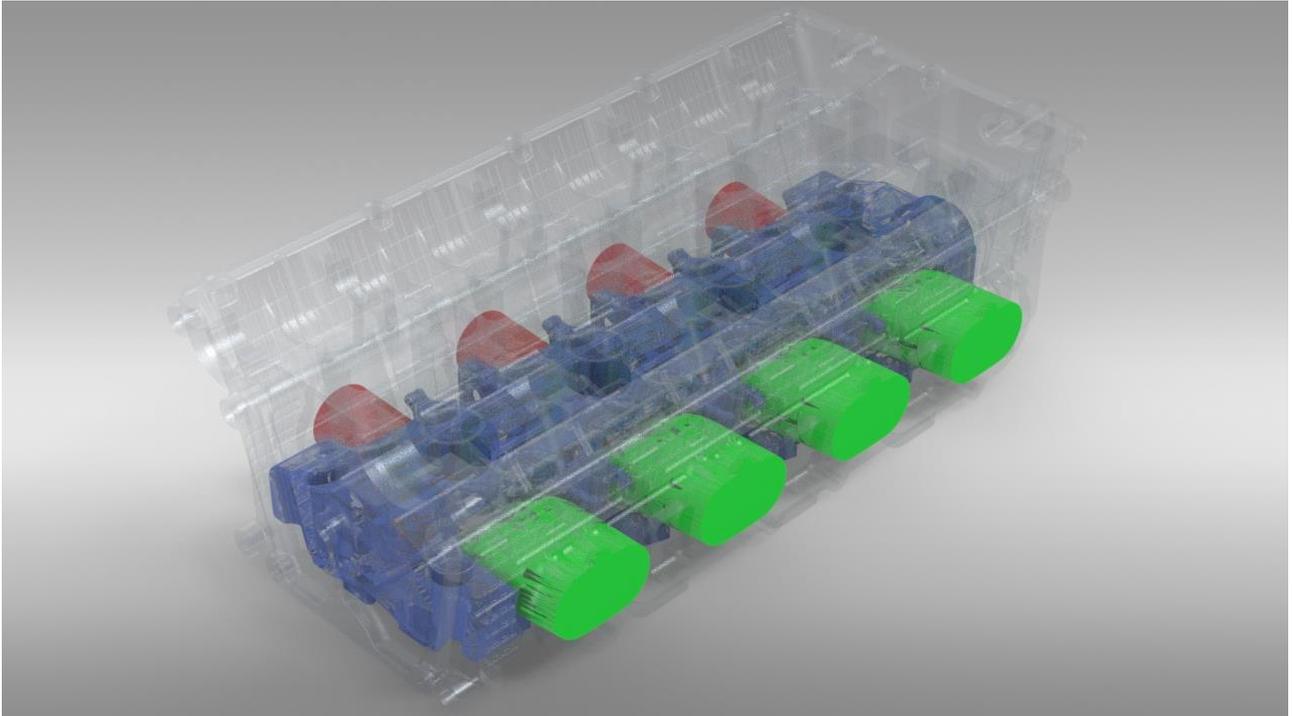


Figura 5. Water jacket, aspirazione e scarico

Sebbene l'argomento dello studio riguardi l'ottimizzazione della sola testata, è utile andare ad analizzare brevemente quelli che sono i principali componenti che caratterizzano un motore Diesel al fine di avere una più ampia e dettagliata visione del componente in esame. Esso è composto da:

- Il basamento del motore, Figura 6, 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 del motore

- 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, Figura 7, 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 diametrico, 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. I pistoni per i motori Diesel a iniezione diretta sono caratterizzati da una testa piuttosto alta.



Figura 7. Pistone motore Diesel

- Segmenti, bielle e albero motore, Figura 8; 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.



Figura 8. Segmenti, bielle e albero motore

- 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, Figura 9, 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. 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 diametrale 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. 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.



Figura 9. Albero a camme e valvole

- Gli iniettori Figura 10; 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 polverizzatore, 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 polverizzatore, consentendolo solo durante la fase di iniezione, quando cioè la pompa fa innalzare rapidamente a valori importanti la pressione del combustibile. 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 polverizzatore. 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.

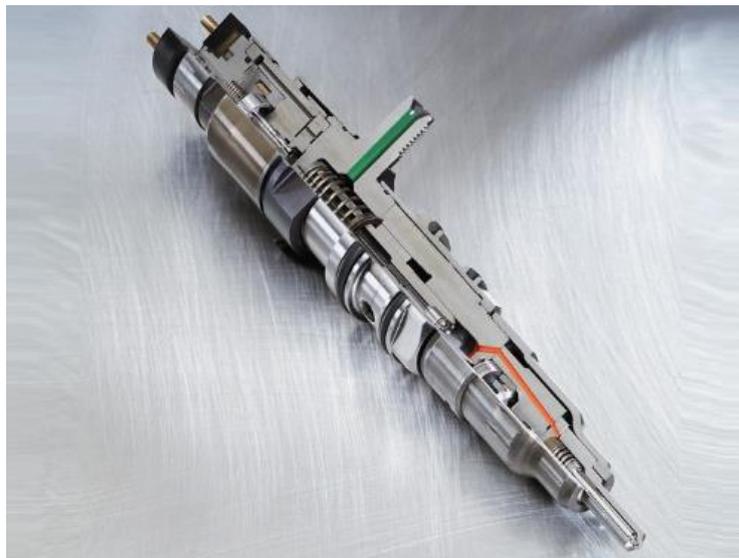


Figura 10. Iniettore

1.5 Materiale impiegato per la costruzione

I numerosi requisiti in termini di peso, proprietà meccaniche e comportamento termico della testata, impongono una scelta oculata dei materiali impiegati per la realizzazione della stessa. Il materiale ideale per la produzione del componente sotto esame dovrebbe essere leggero, con un'elevata resistenza alla trazione, con un alto coefficiente di conducibilità termica, facile da fondere, lavorare e, viste le condizioni di esercizio, resistente alle alte temperature. Ovviamente un materiale che abbia tutte le caratteristiche appena elencate non esiste, oggigiorno allora vengono usate: la ghisa e le leghe di alluminio, che incorporano alcuni dei requisiti necessari ad assicurare le prestazioni richieste.

Le leghe di alluminio sono diventate sempre più rilevanti nel settore automobilistico, soprattutto per i componenti del motore a combustione interna, per il loro minor peso e buone proprietà meccaniche. Al giorno d'oggi, la quasi totalità delle testate per applicazioni automobilistiche sono realizzate in alluminio. Questo perché, nonostante il fatto che il prezzo di acquisto dell'alluminio sia maggiore rispetto all'acciaio, è meno costoso da maneggiare e lavorare. La sua temperatura di fusione più bassa richiede meno energia per la fusione e consente l'utilizzo di stampi permanenti e tecniche di pressofusione, riducendo così anche i costi di produzione in serie. Inoltre, i costi di lavorazione sono molto più bassi, la vita utensile è aumentata e le leghe di alluminio possono essere riciclate. Esse hanno poi una conduttività termica molto maggiore, che le rende ideali per applicazioni su testate, dove è necessario smaltire l'elevato calore proveniente dal processo di combustione. Gli svantaggi principali sono: proprietà meccaniche inferiori, minore rigidità, scarse caratteristiche di usura e maggiore tendenza al fenomeno del creep e a quelli di ossidazione. Ulteriore attenzione va prestata anche nell'accoppiamento tra componenti in acciaio con quelli in alluminio (come una testata con bulloni in acciaio): l'acciaio ha un coefficiente di dilatazione termica che è più o meno la metà di quello dell'alluminio, il che può causare interferenze e sollecitazioni aggiuntive qualora tolleranze e deformazioni non vengono considerate correttamente in fase di progettazione.

Quasi tutte le leghe di alluminio rilevanti per i motori automobilistici contengono rame (fino a 5%) e silicio (fino al 18%). Se le fusioni in lega vengono lasciate raffreddare lentamente, l'alluminio i grani sono separati da ampie zone di silicio, che ne diminuiscono le proprietà meccaniche. Per questo motivo i getti devono essere rapidamente raffreddati (temprati); in questo modo il silicio rimane finemente disperso, aumentando così la durezza. Successivamente i componenti vengono nuovamente riscaldati ad una certa temperatura, in modo da far fuoriuscire il rame dalla soluzione ma rimanere ancora finemente disperso. Altri elementi solitamente aggiunti alle leghe di alluminio sono il litio, al fine di migliorare il modulo di Young e lo scandio, che aiuta ad aumentare la tenacità e le proprietà termiche.

Le leghe di alluminio presentano solitamente caratteristiche meccaniche scadenti se confrontate a quelle degli acciai. Per questo motivo, i trattamenti termici sono obbligatori per aumentare resistenza e tenacità di queste leghe, rendendole attraenti per l'industria automobilistica. I principali a cui di solito sono soggetti sono la tempra e l'indurimento da precipitazione

Il processo di tempra è molto semplice: lo scopo è mettere in soluzione il più possibile elementi leganti presenti nella lega. Per farlo, dopo il processo di fusione, il componente deve essere riscaldato ad una temperatura molto elevata, per avere una soluzione satura in una sola fase. Per mantenere questo livello di saturazione, senza alcuna precipitazione, il componente deve essere raffreddato abbastanza velocemente, al fine di far "congelare" la struttura cristallina in questa singola fase; se il raffreddamento è troppo lento, gli elementi di lega precipiteranno annullando gli aspetti positivi della soluzione. Quest'ultimo processo di raffreddamento rapido è chiamato tempra. L'unico problema con questo processo è che la temperatura di soluzione è abbastanza vicina a quella del liquidus, dove i grani di alluminio possono iniziare a sciogliersi. Per questo motivo, un accurato controllo del processo è richiesto, con sistemi in grado di garantire una temperatura uniforme dell'aria nel forno. Inoltre, se la parte ha uno spessore della sezione trasversale variabile, è necessario avere una temperatura uniforme attraverso la sezione, in modo da evitare fusione locale del grano.

L'indurimento per precipitazione è un altro processo che viene eseguito dopo la soluzione. Conosciuto anche come indurimento per invecchiamento, consiste nella precipitazione di una seconda fase sfruttando il fenomeno della sovrasaturazione. Dopo la tempra, i componenti vengono solitamente nuovamente riscaldati ad una temperatura elevata, ma ben al di sotto di quella del liquidus. Poiché la lega è in una condizione sovrasatura, questo riscaldamento provoca parte degli elementi di alligazione a precipitare in una quantità che dipende dalla temperatura di invecchiamento e dal diagramma di fase della lega considerata. Queste piccole particelle precipitate hanno l'effetto benefico di limitare il movimento delle dislocazioni e dei difetti nella struttura cristallina della lega, che sono i principali portatori della deformazione plastica. Per questo motivo, l'indurimento per precipitazione è davvero efficace, aumentando la sua finestra di lavoro elastica. Questo è il motivo per cui un processo di tempra dopo è necessario. Se il componente è stato lasciato raffreddare lentamente, tutti i gli elementi di lega sarebbero già precipitati; la tempra e l'invecchiamento consentono controllare la quantità di elementi di lega intrappolati nella struttura cristallina e quelli che precipitano, ottenendo così le migliori proprietà meccaniche possibili. Tuttavia, il tempo di invecchiamento va valutato con attenzione, perché l'eccessivo invecchiamento provoca una perdita di robustezza del materiale. Alcune recenti ricerche hanno rivelato che un ulteriore il processo di invecchiamento dopo un trattamento termico T6 risulta molto efficace nell'aumentare la durata a fatica delle leghe di alluminio. Questo accade perché la lega entra in uno status di sovra invecchiamento, ma "stabile", che riduce così gli effetti di over-aging dovuti ai cicli di temperatura variabile. Va notato che questo causa una riduzione della resistenza e, quindi, un aumento della deformazione.

Alla luce di quanto espresso, è stata adoperata la lega di alluminio $AlSi7MgCu0.5$ il cui processo di fusione è sottoposto a trattamento termico T6, vale a dire l'indurimento per precipitazione poc'anzi descritto. Il diagramma che ne rappresenta l'andamento della temperatura al variare del tempo è quello mostrato in Figura 11:

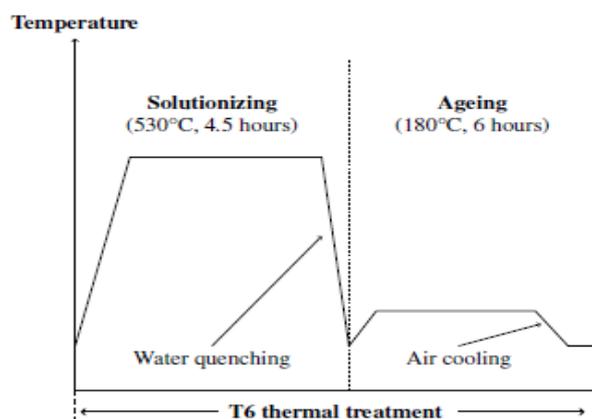


Figura 11. Trattamento termico

La lega utilizzata per lo studio termo-strutturale è caratterizzata dalle proprietà riassunte nella Tabella 1:

<i>Description</i>	<i>Symbol</i>	<i>Value</i>	<i>Measure unit</i>
Young modulus	E	74 000	MPa
Poisson ratio	ν	0.35	-
Density	ρ	2.65×10^{-9}	t/mm ³
Thermal expansion coefficient	A	2.45×10^{-5}	1/K
Yielding stress	$R_{p0.2}$	200	MPa
Ultimate tensile stress	R_m	270	MPa
Elongation at fracture	$A5$	3.7297	%

Tabella 1. Proprietà della lega AlSi7MgCu0.5

Come è possibile notare, tra i vari dati forniti, manca la conducibilità termica. Quest'ultima, varia infatti al variare della temperatura in maniera non lineare, secondo l'andamento mostrato in Figura 12:

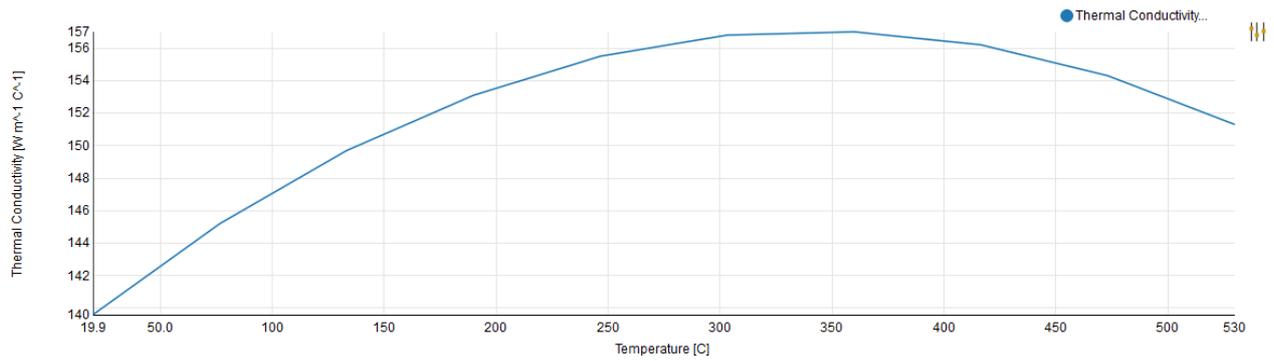


Figura 12. Andamento della conducibilità termica

Per non aggravare ulteriormente il calcolo, già di per sé di notevole complessità, è stato assunto il valore della conducibilità termica pari a $150 \frac{W}{m^{\circ}C}$ che è possibile ritenere valido, in quanto vero in un range di temperature tra i 140°C e i 170°C, nel cui mezzo si attesta approssimativamente la temperatura media della testata in esercizio, così come verrà più dettagliatamente visto in seguito.

I valori espressi, sono stati inseriti nel solutore e hanno permesso quindi l'analisi strutturale e termica.

Capitolo 2

Descrizione dei carichi agenti e dei vincoli

Trattandosi di un'analisi agli elementi finiti, in inglese Finite Element Method (FEM), è necessario definire quelli che sono i carichi agenti sulla struttura, siano essi quindi di tipo strutturale che di tipo termico. Nel capitolo che segue viene pertanto proposta la disamina di quelle che sono le condizioni di impiego a cui è sottoposta la testata durante il suo funzionamento con l'intento di definire non solo le sollecitazioni in essere sperimentate dalla testata ma anche le dovute imposizioni delle condizioni al contorno che regolano l'analisi sviluppata [3-5].

2.1 Valutazione dei carichi strutturali

Nella descrizione della testata affrontata in precedenza si è detto come essa sia uno degli elementi più sollecitati di tutto il motore, essendo infatti assoggettata a delle condizioni di impiego gravose. Esse sono caratterizzate, innanzitutto, dai carichi strutturali, vale a dire le forze applicate sul componente a seguito del compimento del ciclo termodinamico descritto in precedenza. Si analizzano di seguito allora suddette forze, presentandone il calcolo numerico e il relativo punto di applicazione. Esse risultano essere:

- la pressione agente sul cielo della testata a seguito della combustione, di cui si riporta una breve descrizione. A partire dall'istante di inizio dell'iniezione la combustione può essere suddivisa in quattro fasi: la prima è detta di ritardo, va dall'inizio dell'iniezione all'inizio dell'accensione, somma di quello fisico (evaporazione gocce di combustibile e miscelazione con l'aria) e quello chimico; la seconda fase è detta di combustione rapida, poiché una volta accesa, la combustione interessa tutta la carica premiscelata con conseguente picco di temperatura e pressione, dunque sollecitazioni meccaniche e rumore; la terza fase, detta combustione graduale, è caratterizzata da elevate temperature e si deve assicurare che il combustibile iniettato trovi l'ossigeno a sufficienza per bruciare; l'ultima fase è detta di completamento della combustione, va dall'istante in cui termina l'iniezione fino a quello in cui si completa la combustione. Il valore della pressione considerato nel modello FEM è stato di 70 bar, ovvero 7.000.000 Pa, valore di picco nei moderni Diesel per l'autotrazione. Si riporta Figura 13 l'applicazione della pressione sulle superfici del cielo in ANSYS Mechanical:

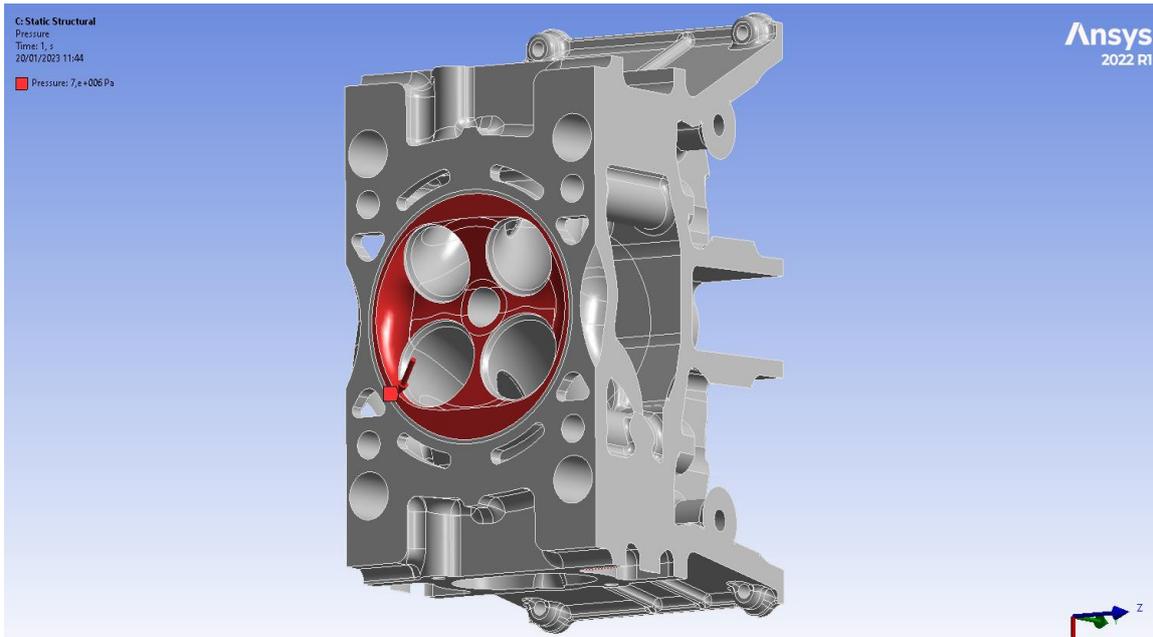


Figura 13. Applicazione della pressione in camera sulle superfici che compongono il cielo

- il serraggio delle viti prigioniere. Nello studio proposto, è stata posta l'attenzione su una porzione della testata, relativamente quindi ad un unico cilindro. Si hanno, di conseguenza, quattro viti prigioniere che devono assicurare la tenuta della specifica parte sotto esame. Considerando la pressione agente sul cielo essere pari a 70 bar e avendo un'area di applicazione della stessa pari a $3.413,32 \text{ mm}^2$ (misurata in SpaceClaim) si ottiene la forza alla quale devono resistere le viti che risulta essere pari a 23.893,26 N. Ogni prigioniero pertanto sopporta una spinta di 5.973,22 N che tende a separare la porzione della testata dal blocco motore. Si ricava pertanto che su ognuna delle sedi degli stessi, di superficie di $261,40 \text{ mm}^2$ ciascuna, è esercitata una pressione di $2.2851.217,37 \text{ Pa} = 22,85 \text{ MPa}$. Si riporta quanto descritto in Figura 14:

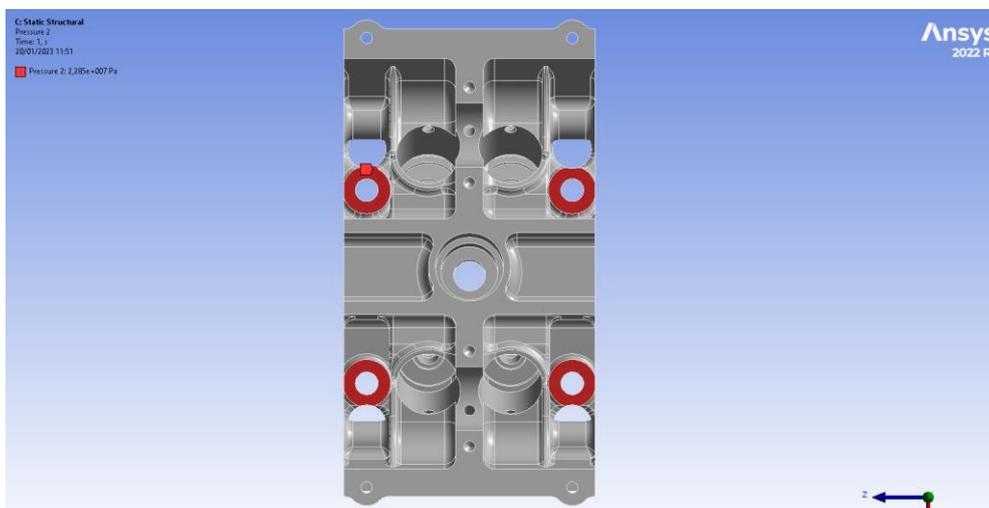


Figura 14. Pressione di serraggio sulla sede delle viti prigioniere

- la pressione sulle sedi delle valvole di aspirazione e scarico. Durante la fase di compressione, combustione ed espansione le suddette valvole rimangono chiuse e pertanto, si vanno a creare delle pressioni dovute al contatto tra di esse e la loro sede nel cielo sovrastante il pistone. Esse sono calcolabili mediante la relazione qui di seguito riportata:

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

nella quale si indica con: p_g la pressione dei gas in Pa, D_{max} il diametro massimo della valvola in m, D_m il diametro medio della zona di contatto in m, b la larghezza del contatto in m, α l'angolo della superficie di contatto in $^\circ$, F_m la forza di richiamo della molla in N e F_i la forza di inerzia e d'urto in N (quest'ultime due sono state trascurate poiché seppur presenti hanno un valore molto basso).

Per quanto riguarda le valvole di aspirazione si ha: $D_{max} = 33 \text{ mm}$, $D_m = \frac{33+30}{2} = 31,5 \text{ mm}$, $b = 2,12 \text{ mm}$, $\alpha = 45^\circ$ il che porta ad una pressione $p_c = 40.345.131,57 \text{ Pa} = 40,34 \text{ MPa}$.

Analogamente per le valvole di scarico si ha: $D_{max} = 28,5 \text{ mm}$, $D_m = \frac{28,5+25,4}{2} = 27 \text{ mm}$, $b = 2,12 \text{ mm}$, $\alpha = 45^\circ$ il che porta ad una pressione $p_c = 35.097.558,81 \text{ Pa} = 35,09 \text{ MPa}$. Quanto esposto è visibile in Figura 15:

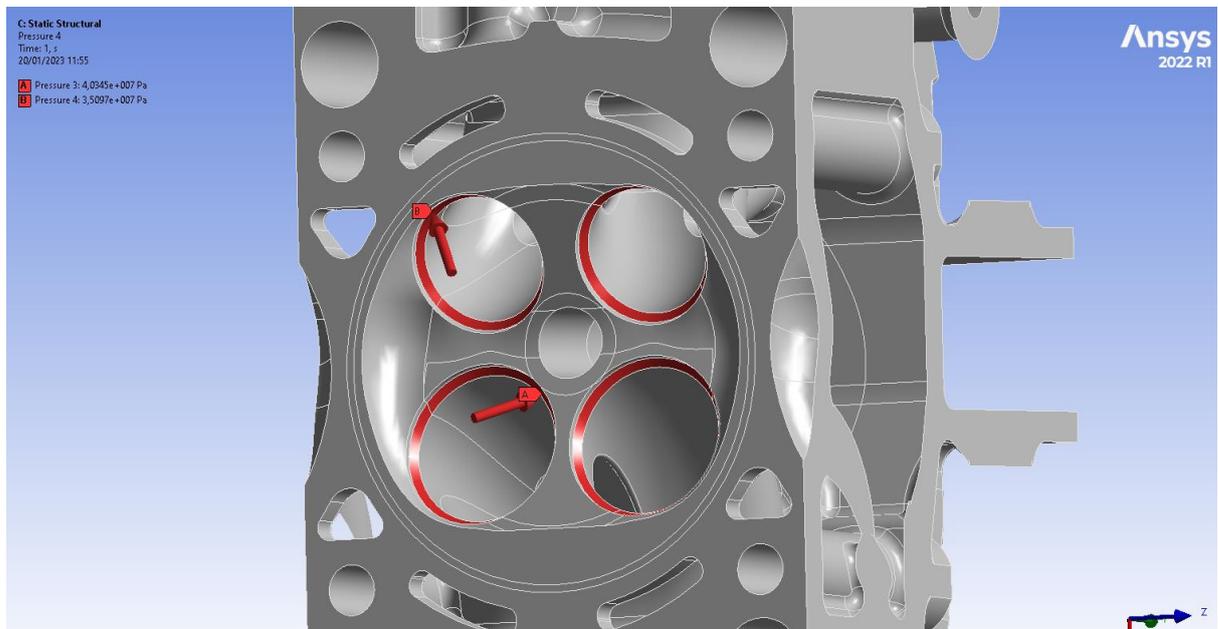


Figura 15. Pressioni sulle sedi delle valvole di aspirazione e scarico

2.2 Valutazione degli scambi termici

Oltre ai carichi agenti come forze e pressioni, la testata è soggetta anche alla presenza di elevati carichi termici derivanti dal ciclo Diesel che si compie nel motore. Questi vanno ad aggravare ulteriormente le condizioni di impiego e pertanto è fondamentale, per il proseguo dell'analisi, definire come venga regolato il flusso di calore che transita nel componente in esame.

Nell'introduzione si è parlato di come la testata in esame abbia dei condotti di raffreddamento e delle alette che assolvono il medesimo compito. Sebbene quest'ultime siano di fatto un elemento sempre presente in tale parte del motore, in questo studio esse, come verrà poi mostrato, sono state rimosse per non aggravare ulteriormente il calcolo che altrimenti sarebbe stato troppo gravoso da un punto di vista computazionale. Pertanto il flusso di calore che transita nella testata è regolato dai seguenti scambi termici:

- scambio termico convettivo con il fluido di raffreddamento. Questo è di fatto il più importante modo con cui la testata smaltisce il calore dovuto alle alte temperature di esercizio. La zona di scambio è tutta quella che contorna la sede dell'iniettore, quelle delle valvole e i condotti di aspirazione e scarico. È definita anche "water jacket" in quanto trattasi di una "camicia d'acqua" che va a rivestire le suddette zone con l'obiettivo di abbassare quanto più possibile la temperatura. È quindi argomento di particolare interesse nella fase di progettazione poiché una sua errata forma e caratterizzazione potrebbe comportare danni irreparabili alla testata. La temperatura del fluido evolvente è stata assunta di 90°C mentre per il coefficiente di scambio termico va fatta una precisazione. Esso è stato valutato tramite un metodo empirico che trova riscontro nella realtà: il valore numerico è stato assunto in modulo pari al regime medio di rotazione del motore e pertanto, trattandosi di un 2000 cm^3 Diesel per uso stradale si assume pari a $1.750 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$; di conseguenza il coefficiente di scambio termico convettivo risulta pari a $1.750 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$. Si mostra quindi la zona in esame nella Figura 16:

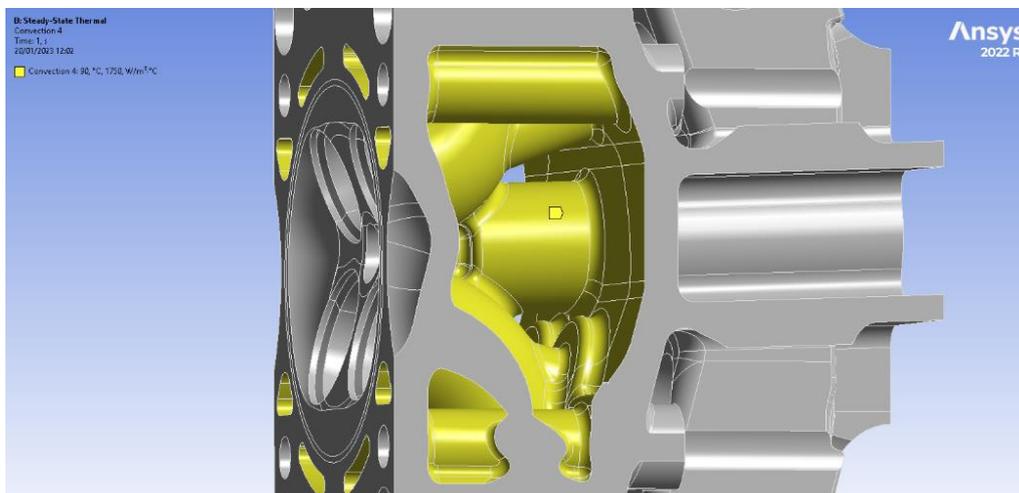


Figura 16. Scambio termico convettivo con il water jacket

- convezione nella zona immediatamente circostante l'iniettore. Essa è stata assunta con una forma circolare di diametro pari a $20,5\text{ mm}$, centrata nel cielo. In tale zona la temperatura si può ritenere pari a $806,85^\circ\text{C}$ con un coefficiente di scambio convettivo di $1.700 \frac{\text{W}}{(\text{m}^2\text{°C})}$
- convezione nel cielo della testata. Anche in questo, così come nel precedente, è stata considerata un'area di forma circolare, il cui diametro risulta essere pari a 64 mm . La temperatura e il coefficiente di scambio convettivo considerati sono rispettivamente di $806,85^\circ\text{C}$ e $794 \frac{\text{W}}{(\text{m}^2\text{°C})}$;
- convezione nel cielo della testata sino al bordo delimitato dalla guarnizione. Si ha un'ulteriore area di forma circolare che afferrisce al terzo scambio termico convettivo che si ha nella zona sovrastante il pistone. Il diametro assunto è di 87 mm , la temperatura e il coefficiente di scambio termico convettivo sono $806,85^\circ\text{C}$ e $530 \frac{\text{W}}{(\text{m}^2\text{°C})}$.

Pertanto, con riferimento al cielo, gli scambi termici descritti sono mostrati in Figura 17:

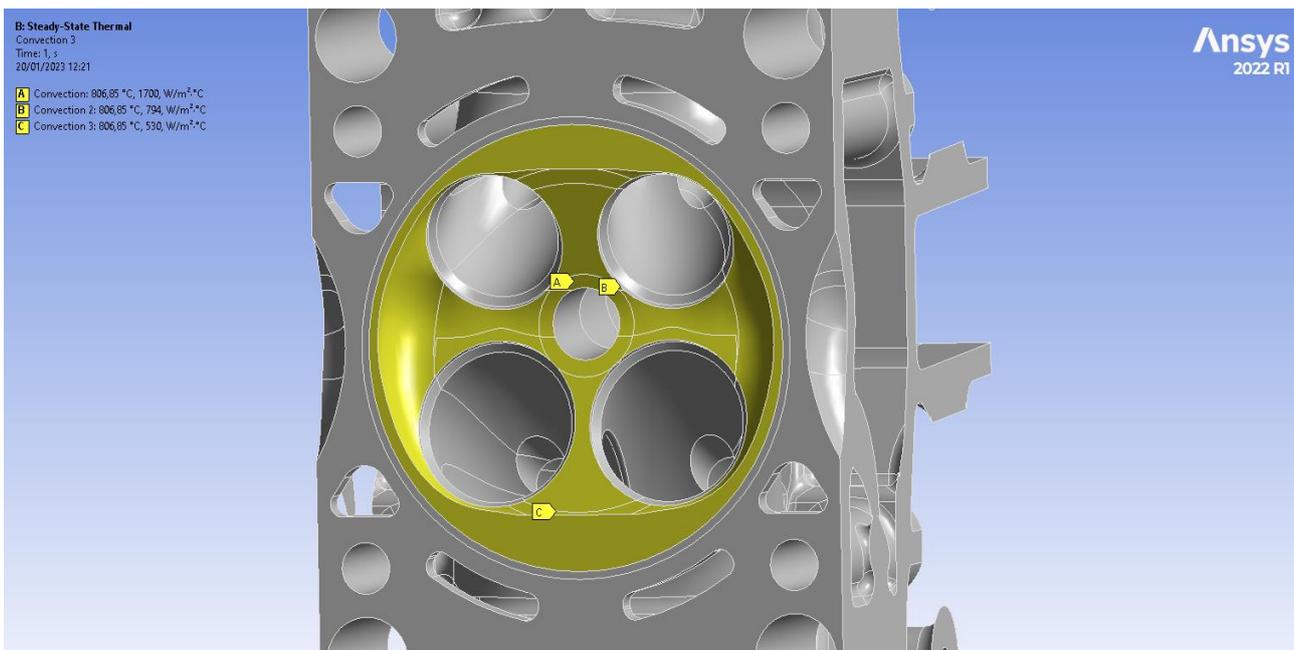


Figura 17. Scambi termici convettivi nel cielo

Vi sono poi le zone di scambio che riguardano i condotti di aspirazione e scarico:

- convezione presente tra la testata e l'aria nel condotto di aspirazione. È stata assunta una temperatura media di $54,85^\circ\text{C}$ e un coefficiente pari a $1.050 \frac{\text{W}}{(\text{m}^2\text{°C})}$;
- convezione tra la testata e i gas combusti nel condotto di scarico. I valori di temperatura e coefficiente di scambio termico convettivo risultano pari a $676,85^\circ\text{C}$ e $1.390 \frac{\text{W}}{(\text{m}^2\text{°C})}$.

Esse sono mostrate in Figura 18.

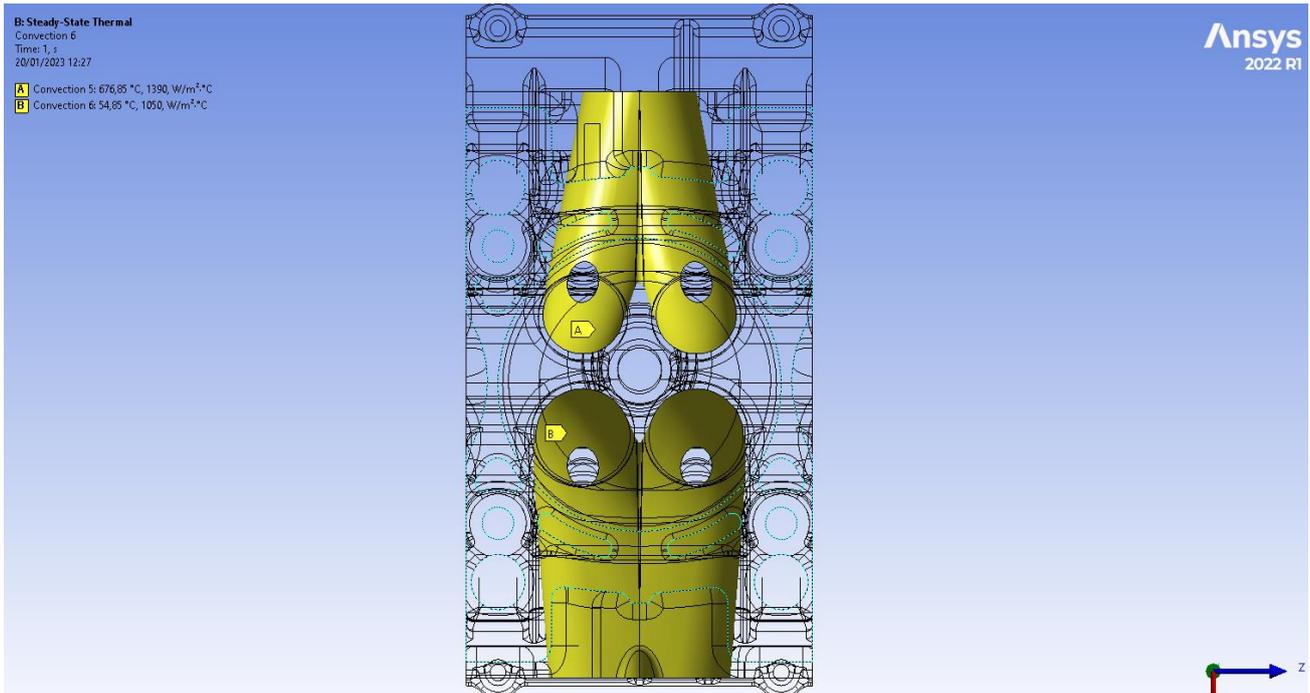


Figura 18. Scambi termici condotti di aspirazione e scarico

Nella loro totalità, le superfici di scambio termico descritte sono rappresentate in Figura 19:

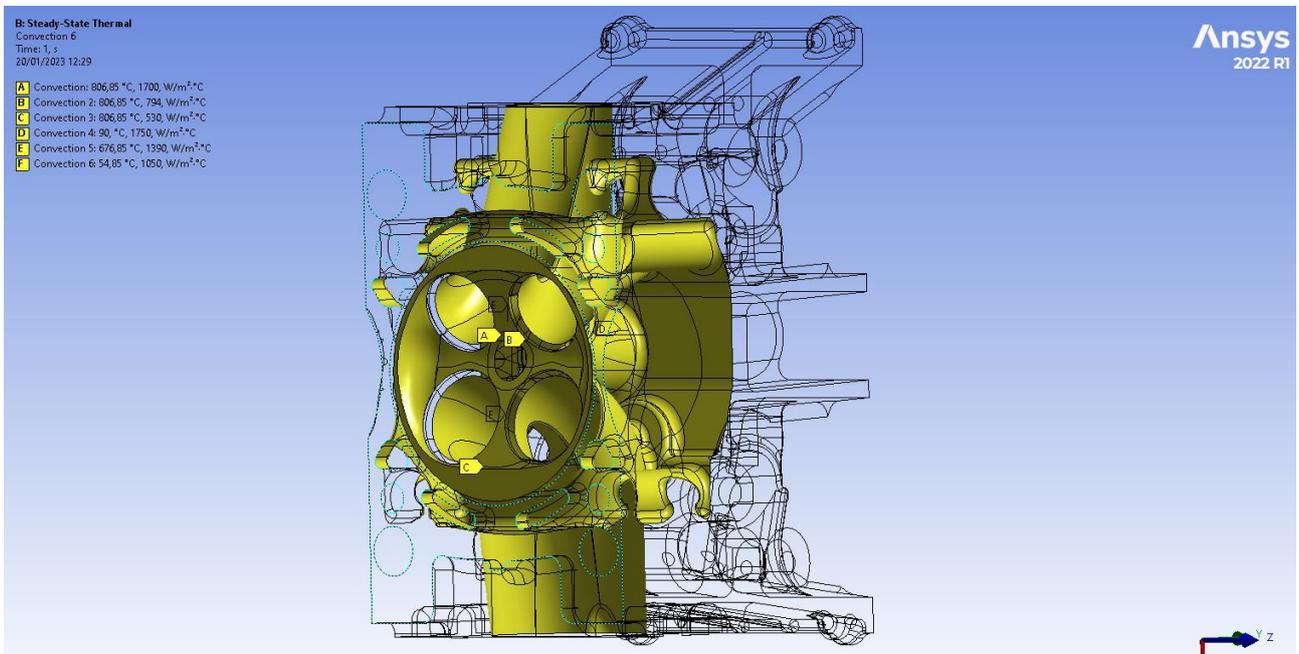


Figura 19. Superfici di scambio termico complessive

2.3 Imposizione delle condizioni al contorno idonee

Avendo descritto quelli che sono i carichi agenti e le modalità di scambio termico presenti nella testata, al fine di portare a termine l'analisi FEM e successivamente l'ottimizzazione, è necessario definire le condizioni al contorno che regolano la simulazione.

È doveroso innanzitutto fare delle osservazioni, prima di riportare i vincoli imposti, al fine di comprendere meglio lo studio presentato. Come anticipato, si sta analizzando il comportamento termo-strutturale di una testata, nello specifico della porzione inerente ad un solo cilindro dei due centrali nella configurazione in linea. Ne deriva che essa presenta delle superfici laterali tagliate di netto ai cui bordi esterni non è presente materiale. Questo è stato trascurato e pertanto è stato consentito alla sezione in esame di poter espandere in direzione ortogonale alle superfici di cui sopra perché altrimenti, andando ad impedire tali spostamenti, essa sarebbe stata eccessivamente vincolata. L'alternativa sarebbe stata considerare la testata nella sua interezza ma ciò avrebbe comportato un calcolo eccessivamente pesante dal punto di vista computazionale. Bisogna poi fare un'altra precisazione per quanto riguarda la zona di contatto della testa con il blocco motore. Nella presentazione si è parlato della guarnizione che viene interposta tra i due, il cui compito è quello di assicurare la tenuta dei fluidi evolventi durante il funzionamento. A causa del serraggio delle viti prigioniere, la cui pressione di esercitata sulla sede è stata in precedenza calcolata, la guarnizione viene schiacciata tra i due componenti in cui è interposta subendo delle deformazioni. Queste non sono lineari dunque andrebbe analizzata la deformazione di contatto che tuttavia richiederebbe un eccessivo sforzo computazionale non supportato dal calcolatore utilizzato per il presente studio. È stato deciso, perciò, di applicare i vincoli che verranno presentati in questo capitolo i quali, seppur rappresentino in maniera semplificata le effettive condizioni di impiego, consentono di ottenere risultati veritieri e concordi con quello che è il comportamento della testata nello stato di utilizzo. Per compiere l'analisi FEM sono state impostate le seguenti condizioni di vincolo, la cui terna di riferimento è quella riportata in Figura 20:

- impedimento dello spostamento ortogonale alla superficie inferiore della testata per le circonferenze di base dei fori dei prigionieri. Ciò è stato fatto in accordo con quanto precedentemente detto, ovvero per impedire gli spostamenti in direzione Y della testata essendoci la presenza della guarnizione. Non sono stati vincolati tuttavia gli spostamenti nel piano X-Z per suddette circonferenze in quanto per esse è ammessa la deformazione che giace su di esso. Per assegnare questa condizione al contorno è stato sufficiente selezionare le entità geometriche vincolate e definire per ognuna, in Mechanical, un "displacement" avente: X component free, Y component 0 (ramped) e Z component free;
- impedimento dello spostamento ortogonale alle superfici laterali per il punto del foro di iniezione situato vicino le sedi delle valvole di scarico. Per esso è stato sufficiente imporre: X component free, Y component free e Z component 0 (ramped). Per applicare il vincolo appena descritto si è fatto uso del comando "virtual topology" di Mechanical che ha consentito di dividere l'arco di circonferenza del foro e quindi di poter selezionare il punto in esame e non il nodo della mesh che altrimenti sarebbe stato di volta in volta diverso al variare della stessa;

- impedimento degli spostamenti in direzione X e Z per il punto del foro dell'iniettore situato nei pressi delle sedi delle valvole di aspirazione. Sono state imposte le condizioni: X component 0 (ramped), Y component free e Z component 0 (ramped). Le modalità di selezione sono le medesime del caso precedente.

La porzione della testata in esame è quindi vincolata contemporaneamente dalle soprastanti condizioni descritte che la rendono libera di deformarsi sotto l'effetto dei carichi strutturali e termici mantenendo al tempo stesso il "contatto" con la guarnizione sottostante. Infatti la deformata, come si vedrà più avanti nell'elaborato, sarà caratterizzata dall'aver la superficie inferiore della testa che mantiene la sua posizione in direzione Y rispetto all'indeformata.

Per meglio comprendere i vincoli di cui sopra, se ne riporta la rappresentazione che si ha quando sono stati definiti in Mechanical, nella Figura 20:

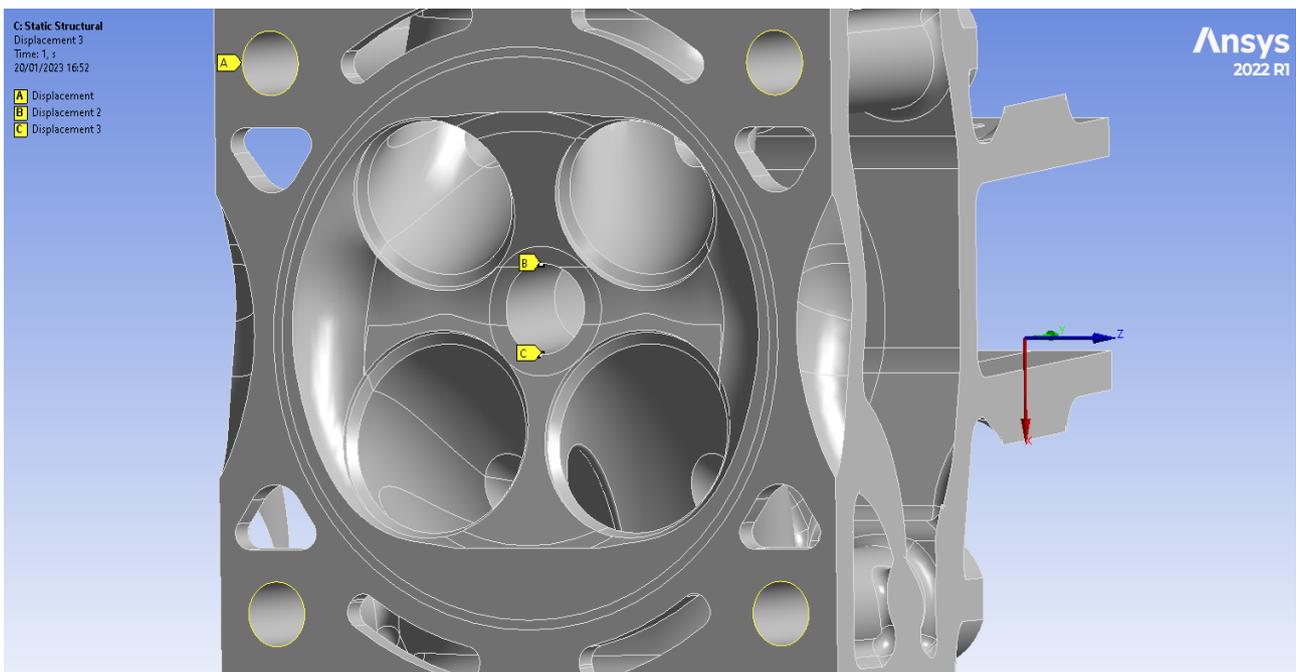


Figura 20. Vincoli imposti

Capitolo 3

Presentazione degli strumenti numerici del FEM

3.1 Introduzione al metodo di studio in Ansys Workbench

Nei capitoli precedenti è stato più volte fatto uso dell'acronimo FEM per definire l'analisi proposta nel presente lavoro. Esso sta per Finite Element Method, ovvero, trattasi dell'analisi agli elementi finiti mediante dei sistemi computazionali. Al fine di comprendere al meglio l'uso che ne è stato fatto per realizzare lo studio termo-strutturale, se ne riporta una breve descrizione.

Fino a poco tempo fa un progettista meccanico, nel dimensionamento di un componente, aveva a disposizione il solo supporto delle teorie della meccanica classica alle quali fare riferimento ogni qualvolta la geometria e le condizioni di carico lo permettevano. Ovviamente, un impiego pienamente corretto di tali teorie risulta possibile solo in casi di geometrie semplici, poco presenti nella realtà, mentre per i casi più complessi si devono introdurre coefficienti correttivi di tipo più o meno empirico, e soprattutto si deve ammettere un certo margine di errore sul risultato desiderato, peraltro difficilmente quantificabile. L'esperienza e l'intuizione del progettista, risultava determinate e una delle doti principali doveva essere la capacità di individuare analogie tra casi particolari complessi e categorie generali semplici. Oltre a ciò, quando anche si fosse individuata una procedura analitica per quantificare un risultato, spesso ci si scontrava con insormontabili difficoltà matematiche, che rendevano praticamente insolubile il problema. Tutto è stato letteralmente rivoluzionato dall'avvento dei software per il calcolo agli elementi finiti. Il metodo dell'analisi agli elementi finiti (Finite Element Analysis, FEA), è una tecnica numerica di analisi ingegneristica utilizzata per simulare il comportamento di strutture complesse per le quali non esiste una soluzione esatta. Il metodo nasce dalla necessità di approssimare le equazioni differenziali che governano lo stato di un sistema continuo, con un sistema di equazioni algebriche in un numero finito di incognite, trasformando il problema da differenziale ad algebrico. Inizialmente limitati dalle scarse prestazioni degli elaboratori e dal loro alto costo, nell'ultimo decennio la diffusione di questi programmi è avanzata a macchia d'olio, parallelamente all'incremento della potenza di calcolo delle macchine. Vengono così superati tutti i problemi visti sopra, in quanto si dispone di uno strumento che permette di valutare le tensioni e le deformazioni in strutture complesse semplicemente fornendone il disegno all'elaboratore e schematizzando le condizioni di carico. È evidente l'enorme vantaggio in termini di tempi e costi, anche se sarebbe errato pensare che questi programmi possano sostituire il lavoro del progettista. Infatti, per quanto siano oggi evoluti e perfezionati, essi non forniscono la soluzione esatta del problema, ma solo una sua, spesso valida, approssimazione, che deve essere valutata ed interpretata in modo critico. Il processo crea un modello matematico di un oggetto fisico e in questo modello genera i piccoli componenti di forma regolare chiamati "elementi". Quindi, la discretizzazione del continuo è il primo passo e consiste nel suddividerlo in sottodomini, detti appunto elementi finiti, e di scegliere dei punti di contatto (nodi) tra elementi contigui o all'interno degli elementi stessi. La rete generata dai nodi e dagli elementi viene definita "maglia",

ovvero mesh e si ottiene attraverso il cosiddetto processo di discretizzazione numerica. L'analisi agli elementi finiti calcola la risposta dei nodi agli effetti dei carichi e dei vincoli applicata alla struttura. Nell'analisi delle sollecitazioni, questo risultato è lo spostamento nodale. I valori secondari, quali possono essere gli sforzi, le reazioni e le forze, sono tutti calcolati dai risultati principali.

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

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

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

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

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

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

5. si assemblano le matrici di rigidezza di tutti gli elementi in un'unica matrice che è quella di rigidezza dell'intera struttura.

Si ottiene così un sistema di equazioni lineari, dove i termini noti sono le forze, le incognite sono gli spostamenti nodali e i loro coefficienti sono gli elementi della matrice di rigidezza globale. La risoluzione del sistema permette di trovare gli spostamenti nodali. Differenziando gli spostamenti si ottengono le deformazioni interne agli elementi, impiegando la legge di Hooke si ricavano le tensioni e si completa in tal modo l'analisi strutturale del continuo. Questo procedimento viene effettuato direttamente dal solutore, una volta ricevuti i dati utili in ingresso.

Un altro aspetto fondamentale è la scelta del tipo di elemento più adatto ad approssimare la struttura in esame; è disponibile una libreria di elementi di forma e proprietà diverse che permettono di ricalcare quanto più possibile sia la forma geometrica che le proprietà elastiche, meccaniche, inerziali della struttura.

Esistono elementi piani (triangoli, rettangoli, quadrilateri) ed elementi tridimensionali (tetraedri, 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. È evidente che gli elementi finiti di dimensioni ridotte approssimano il continuo con maggiore precisione rispetto ad elementi di dimensioni elevate, ricavando soluzioni più accurate. È 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 nei punti nodali;
- determinazione delle matrici di rigidezza degli elementi e dei vari vettori delle forze nodali;
- assemblaggio delle matrici di rigidezza degli elementi e dei vari vettori delle forze nodali per l’intero sistema di elementi e nodi;
- introduzione delle condizioni al contorno;
- soluzione delle equazioni del sistema risultante;
- calcolo delle deformazioni e degli sforzi in base agli spostamenti nodali.

È doveroso, prima di passare alla descrizione del workflow adoperato nel software, fare un rapido accenno a quest'ultimo.

Tutto il lavoro è stato sviluppato con l'ausilio di Ansys Workbench, versione 2022 R1, esso consente di integrare i dati nelle simulazioni ingegneristiche per creare modelli maggiormente accurati in modo più efficiente e inoltre, semplifica le scelte di progettazione coordinando tutti i dati di simulazione in un unico posto. Le sue potenzialità sono:

- gestione semplice dei dati su tutti i prodotti sviluppati da Ansys;
- consente un risparmio di tempo con il trasferimento automatico delle informazioni tra gli stessi;
- integra più analisi all'interno di un'unica interfaccia, garantendo la possibilità di effettuare analisi multi fisiche, come quella oggetto dello studio;
- crea modelli ad alta fedeltà.

Fatta questa introduzione del FEM e dello strumento di lavoro adoperato, si passa ora alla descrizione del metodo di studio che ha condotto al compimento dell'analisi argomento della tesi.

Nell'ambiente Workbench il workflow si presenta come mostrato in Figura 21:

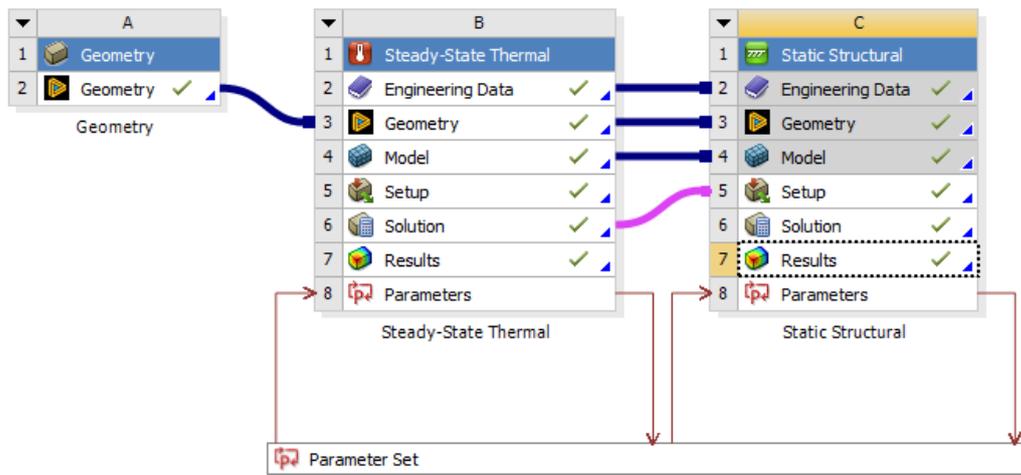


Figura 21. Workflow

Si parte dal blocco per la geometria, nell'ambiente SpaceClaim è presente la porzione della testata sulla quale andare ad effettuare lo studio termo-strutturale. Nel proseguo della tesi, verrà analizzata nello specifico la stessa con le relative modifiche effettuate partendo dai quattro cilindri in linea.

Si collega con il blocco della termica, ovvero lo Steady-State Thermal. Esso è consentito l'analisi delle temperature all'interno di Mechanical. Come si può notare, è costituito da differenti sottogruppi che sono:

- Engineering Data, consente di definire le caratteristiche del materiale che si sta adoperando; è stato infatti usato per caratterizzare le proprietà meccaniche e termiche della lega descritta nel capitolo 1.5;
- Geometry, esso riceve in ingresso la geometria proveniente da SpaceClaim; in questo modo, quindi, si opera nell'ambiente relativo alla termica sulla geometria costruita in SpaceClaim, senza dover ogni volta rientrare in quest'ultimo;
- Model, grazie al quale è possibile generare la mesh che rende possibile il calcolo FEM. Nel proseguo della trattazione vi sarà un capitolo dedicato alla descrizione della griglia di calcolo e di come è stata creata per l'analisi in esame;
- Setup, in tale sottogruppo, vengono implementate tutte le condizioni che regolano l'analisi termica, infatti è qui dove sono state inserite le condizioni di scambio termico analizzate in precedenza;
- Solution, riporta i dati relativi alla soluzione dell'analisi svolta, quali memoria impiegata, tempo impiegato, eventuali warning o errori e così via;
- Results, atto all'impostazione e alla lettura dei risultati che si vogliono visualizzare a fine calcolo. Trattandosi dello Steady-Thermal State, qui è possibile leggere l'andamento delle temperature che si hanno nella porzione della testata in esame.

Successivamente, avviene il collegamento con il blocco attinente all'analisi strutturale, definito per l'appunto Static Structural. Esso condivide con il precedente Steady-Thermal State Engineering Data, Geometry e Model, consentendo pertanto di utilizzare stesso materiale, geometria e mesh adoperati per la termica. Si hanno poi nuovamente Setup, Solution e Results che, come nel caso precedente consentono rispettivamente di:

- Impostare tutte quelle che sono le condizioni di carico strutturale e di vincolo analizzate nei capitoli precedenti. Vi è inoltre il trasferimento dei dati riguardanti la temperatura mediante il collegamento tra Solution di Steady State Thermal e il Setup dello Static Structural;
- Mostrare le informazioni statistiche afferenti al calcolo implementato nel programma;
- Visualizzare i risultati ottenuti dall'analisi termo-strutturale, vale a dire le tensioni.

Il workflow che si sta descrivendo non è stato adoperato per una sola simulazione, bensì sono state molteplici le prove effettuate andando a variare dati tra i quali la dimensione degli elementi della mesh e le zone analizzate all'interno della testata. Inoltre, sono state effettuate più ottimizzazioni della testata, andando a compiere svariate iterazioni di calcolo. Tutto ciò per andare a sottolineare la presenza del Parameter Set. Come è possibile notare, sia lo Steady-Thermal State che lo Static Structural infatti hanno una sezione Parameters comunicante proprio con il Parameter Set. Tramite di esso è infatti possibile visualizzare le grandezze fisiche e geometriche messe a parametro come variabili di input allo scopo di osservare la variazione di quelle in output, tra le quali tensioni e temperatura. In sostanza, questo strumento rende più facile l'analisi perché una volta avviata, è relativamente semplice rendersi conto degli effetti delle modifiche apportate.

In conclusione, quello descritto rappresenta il metodo di lavoro con il quale è stato svolto lo studio termo-strutturale della testata. Successivamente sono state ottimizzate alcune sue zone sotto stress e pertanto è necessario, prima di mostrare i risultati ottenuti, presentare il software che ne ha consentito l'ottimizzazione.

3.2 Introduzione all'ottimizzazione mediante il software RBF-Morph

L'elaborato è stato sviluppato con l'intento di mostrare le potenzialità dell'ottimizzazione su di un componente meccanico. È doveroso allora parlare del software RBF-Morph e delle sue applicazioni nell'ambito della progettazione meccanica e non solo [6,7].

Sebbene sia noto da più di 3 decenni, è solo negli ultimi anni che la produzione additiva (AM) è emersa come tecnologia di produzione tradizionale. La sua diffusa adozione ha rivoluzionato il processo di produzione e progettazione, grazie alla possibilità di ottenere facilmente forme complesse con una maggiore flessibilità di progettazione. Ciò ha guidato la progettazione e la produzione sulla base della funzionalità, senza dover considerare rigidi vincoli di produzione. Mentre l'adozione dell'AM apre nuovi orizzonti potendo progettare forme completamente nuove, questa libertà richiede nuovi e più potenti strumenti di progettazione che possano sfruttare adeguatamente questa nuova espressività produttiva. Da questo punto di vista, l'uso di simulazioni numeriche guidate dal computer è di grande aiuto per l'analista incaricato dell'ottimizzazione, in quanto consente di testare virtualmente un gran numero di progetti in un breve lasso di tempo utilizzando l'analisi agli elementi finiti (FEA). Tuttavia, quando si ha a che fare con forme e carichi complessi, la forma ottimale può essere molto difficile da ottenere e devono essere impiegati strumenti di ottimizzazione avanzati

Inoltre, la generazione di nuovi modelli numerici da testare virtualmente mediante FEA può essere un'attività che richiede molto tempo, che coinvolge fino all'80% del processo di progettazione totale e che richiede un protocollo di ispezione manuale costante per valutare qualità della mesh e garantire la coerenza della geometria. Una strategia preziosa che evita l'attività manuale di remeshing per ogni variazione di forma è il mesh morphing utilizzando le funzioni di base radiale (RBF). Utilizzando tali tecniche, è possibile generare nuove forme del modello modificando le posizioni nodali mantenendo la topologia mesh originale. Alcune prime applicazioni di RBF hanno riguardato problemi di fluidodinamica computazionale (CFD) e problemi di progettazione strutturale parametrica in meccanica strutturale computazionale (CSM). Il morphing della mesh RBF è stato utilizzato anche per aggiornare i modelli di elementi finiti in modo che corrispondano alla geometria as-built, oltre ad essere impiegato per affrontare la complessa evoluzione locale della forma per simulare e riprodurre le complesse accrescimenti di ghiaccio generate sull'ala dell'aereo profili utilizzando CFD. Il mesh morphing può anche essere impiegato per connettere codici CFD e CSM creando un accoppiamento fluido-struttura (FSI) e per generare variazioni di forma significative per problemi di ottimizzazione della forma. Un altro campo in cui il mesh morphing può essere utilizzato per affrontare la complessa evoluzione di una forma è l'analisi agli elementi finiti dei problemi di propagazione delle cricche nella meccanica della frattura, dove sono state recentemente proposte procedure automatiche. L'uso del mesh morphing è particolarmente adatto per procedure automatizzate in cui una forma geometrica 3D può evolversi automaticamente nel tempo. Un vantaggio significativo dei metodi di morphing della mesh basati su RBF è che non è richiesta la generazione di mesh numeriche completamente nuove. Anche se le RBF possono essere uno strumento prezioso per trattare gli argomenti sopra menzionati, il loro utilizzo può essere difficile in problemi con un gran numero di punti, a causa dei loro limiti intrinseci. Oltre alla loro semplice formulazione e implementazione, possono richiedere una

grande quantità di risorse computazionali, che a loro volta possono rapidamente saturarsi. Infatti, la complessità del loro calcolo cresce con una potenza di 3, e il loro costo di valutazione e spazio di archiviazione cresce con una potenza di 2 rispetto al numero di punti definiti nel problema. Ciò significa che il limite pratico di applicazione è limitato a problemi con un massimo di 10.000 punti, che è molto basso per le domande di ingegneria. Questo limite è stato ora superato implementando formulazioni Fast RBF più complesse e avanzate, che hanno permesso di risolvere problemi RBF composti da milioni di punti RBF. Un potente approccio che è stato utilizzato per guidare l'ottimizzazione della forma nel contesto della minimizzazione dei fattori di concentrazione dello stress è il metodo di crescita biologica senza gradiente (BGM).

Del BGM si parlerà in seguito, essendo difatti il metodo su cui verte l'ottimizzazione; dovendo usare RBF-Morph, è necessario andare a vedere, brevemente, come esso è implementato nella struttura di Ansys. Ansys Workbench è costruito su un'architettura modulare che consente agli utenti di estendere la funzionalità di tale framework utilizzando componenti software aggiuntivi. In particolare, la tecnologia ACT fornisce meccanismi interni concepiti per consentire personalizzazioni di un'applicazione Workbench senza la necessità di compilare codici esterni o collegamenti con librerie ANSYS esistenti. In particolare, ACT si avvale di due componenti principali che rappresentano la definizione di base per un'estensione:

1. l'XML per definire e configurare il contenuto dell'estensione;
2. Funzioni di script Python (un'API scritta in IronPython che è l'implementazione .NET di Python) per rispondere alle interazioni utente/GUI e implementare il comportamento delle estensioni.

Sfruttando tale framework, RBF Morph Extension integra un insieme di funzionalità della tecnologia RBF Morph con Mechanical, abilitate dall'interazione con una libreria esterna sviluppata in C++/C# (le routine di morphing).

Le principali caratteristiche della RBF Morph Extension sono le seguenti:

- è profondamente integrato in Mechanical in quanto ha lo stesso look & feel e la stessa logica di interazione;
- è annidato nel solito albero meccanico come oggetto aggiunto;
- condivide con Mechanical gli strumenti di scoping per la selezione degli elementi geometrici e mesh.

Godendo dell'elevato livello di integrazione tra questi strumenti, l'utente può sfruttare i vantaggi della tecnica basata su morphing ad alte prestazioni su cui si basa lo strumento RBF Morph, per l'esecuzione di tutti i tipi di analisi meccaniche come sollecitazioni, termiche, vibrazioni, simulazioni termoelettriche e magnetostatiche fino a coprire le analisi di ottimizzazione multidisciplinare (MDO) e di ottimizzazione multiobiettivo (MOO) utilizzando sia gli strumenti Workbench per l'automazione delle ottimizzazioni che software di ottimizzazione come ANSYS® DesignXplorer™ e ANSYS® OptiSLang®.

Fatta questa introduzione al software usato, ci si concentra ora sulle equazioni che governano la sua applicazione nell'ambito ingegneristico.

3.3 Presentazione del Biological Growth Method

Un potente approccio che è stato utilizzato per guidare l'ottimizzazione della forma nel contesto della minimizzazione dei fattori di concentrazione dello stress è il metodo di crescita biologica senza gradiente (BGM). Questo è stato applicato per la prima volta da Heywood utilizzando metodi sperimentali fotoelastici per stimare la sollecitazione dalle frange e usando ciò per guidare quanto materiale doveva essere rimosso manualmente dal campione ad ogni iterazione. Rimodellando direttamente le geometrie utilizzando il BGM, che imita il comportamento naturale di alberi e ossa, le geometrie sono state modificate in modo evolutivo, ottenendo forme finali complesse altrimenti difficili da prevedere. Qui si riconosce che forme ottimali come queste sono ora particolarmente adatte ad essere prodotte impiegando l'AM.

Una versione automatizzata del BGM è stata introdotta da Mattheck e Burkhardt, ed è stata successivamente utilizzata per risolvere i problemi di ottimizzazione della forma degli elementi di contorno 2D da Wessel. Da allora, sono state segnalate numerose applicazioni di successo dell'approccio BGM automatizzato senza gradiente ai problemi di integrità strutturale degli aeromobili, ma questa volta senza la necessità dell'uso di uno strato di rigonfiamento artificiale, semplificando notevolmente la implementazione. Tuttavia, il metodo BGM senza gradiente è stato in gran parte relegato alla gestione di problemi 2D, poiché vi erano grosse difficoltà associate alla sua generalizzazione alle analisi 3D. Particolari aree problematiche includevano problemi con la distorsione della mesh che causava errori di soluzione dopo una serie di cicli di ottimizzazione e anche la necessità di un numero molto elevato di iterazioni per ottenere una soluzione ottimale convergente di alta qualità. Nel presente lavoro, all'interno del framework fornito dal risolutore ANSYS Mechanical, è stato sviluppato un nuovo approccio che impiega sinergicamente uno strumento di morphing della mesh RBF per scolpire automaticamente superfici 3D utilizzando l'algoritmo BGM guidando l'ottimizzazione per determinare la forma ottimale. Il nuovo metodo qui riportato presenta due vantaggi principali. In primo luogo, poiché la distorsione della mesh non è più un problema, è possibile mantenere mesh di alta qualità durante tutto il processo di ottimizzazione, garantendo che il progettista abbia a disposizione stime accurate della sollecitazione durante e al termine dell'ottimizzazione. In secondo luogo, viene mantenuta l'intrinseca capacità naturale del metodo BGM di convergere verso una soluzione ottimale di alta qualità. Questo nuovo metodo verrà descritto nel proseguo della trattazione e sarà applicato più avanti alla sezione della testata che si sta studiando.

Il BGM è un approccio basato sullo stress che imita la natura per migliorare le parti strutturali. Esaminando il comportamento di crescita delle strutture biologiche, Mattheck e Burkhardt hanno notato che i sistemi naturali tendono a rimuovere materiale nelle aree di basso stress e ad aggiungere materiale, con un tasso di crescita favorito dallo stress, dove gli stress sono più elevati. La risultante geometria ottimizzata è caratterizzata sulle superfici libere da una distribuzione costante delle sollecitazioni di von Mises. Spostando il limite della superficie di una struttura secondo questo approccio, Heywood ha dimostrato, con l'ausilio di tecniche fotoelastiche, che lo stress di picco può essere gradualmente ridotto fino a raggiungere uno stato di stress uniforme su una parte significativa della regione di concentrazione degli sforzi. Questa idea è stata utilizzata nel lavoro successivo di Durelli, Brown e Yee e Durelli e Rajaiah quando si riducono le

concentrazioni di stress che si verificano in corrispondenza di discontinuità geometriche in raccordi, anelli circolari e fori, utilizzando tecniche fotoelastiche. Viene introdotto un parametro di efficienza k_{eff} per quantificare quanto il materiale viene sfruttato in funzione della distribuzione delle sollecitazioni valutata. Questo parametro può essere considerato come una generalizzazione 3D di quello introdotto dallo studio effettuato da Durelli, Brown e Yee. Un valore k_{eff} di uguale a 1 significa che la sollecitazione è costante, ottenendo uno sfruttamento ideale del materiale strutturale disponibile. Tale valore non è sempre realizzabile e le forme ottimali hanno lo scopo di ridurre la variabilità della sollecitazione sulla superficie. Le aree di tensione e compressione sono gestite da due integrali separati in modo che non si annullino a vicenda:

$$k_{eff} = \frac{1}{A_1 + A_2} \left(\frac{\int_{A_1} \sigma_t^+ dA_1}{\sigma_{max}^+} + \frac{\int_{A_2} \sigma_t^- dA_2}{\sigma_{max}^-} \right)$$

Nell'equazione precedente, le aree A_1 e A_2 corrispondono a regioni in cui la sollecitazione principale massima è di trazione o di compressione. Calcolando il valore di k_{eff} sia per la geometria originale che per quella ottimizzata, è possibile per l'analista ottenere una comprensione quantitativa del grado di ottimizzazione del nuovo progetto rispetto alle prestazioni della geometria originale. Come affermato in precedenza, il valore ideale del coefficiente di efficienza è $k_{eff} = 1$, ma questo di solito non si ottiene nella pratica, ad eccezione di alcune classi di problemi, come fori ellittici in piastre 2D caricate biassialmente.

In condizioni di carico biassiale di trazione $\sigma_x : \sigma_y$, l'ellisse ottimale di minimizzazione dello stress ha un rapporto geometrico di forma corrispondente a $l : w = \sigma_x : \sigma_y$, dove l è la lunghezza lungo la direzione x e h è l'altezza lungo la direzione y di l'ellisse e il fattore di concentrazione dello stress è costante attorno all'intero bordo dell'ellisse ed è dato da $k_t = (1 + \frac{l}{h})$. Questo porta a $\sigma_t^+ = \sigma_{max}^+$ intorno al confine dell'ellisse, così che $k_{eff} = 1$. Vigdergauz e Cherkayev sono stati in grado di dimostrare analiticamente che una forma ottimale con minimo fattore di concentrazione delle sollecitazioni si ottiene quando la distribuzione delle sollecitazioni tangente al limite del concentratore delle sollecitazioni è costante a tratti. Partendo da ciò, il metodo BGM può essere visto come l'applicazione del criterio di progettazione completamente sollecitato, che si ottiene rimodellando i confini esterni non caricati invece che cancellando gli elementi interni. Impiegando un approccio di mesh morphing, è possibile modificare in maniera evolutiva la geometria mantenendo la topologia mesh originale anche se il dominio esterno è deformato. Ciò elude la necessità di qualsiasi remeshing che potrebbe altrimenti rendersi necessario a causa di una distorsione locale indesiderata della mesh, che potrebbe portare a errori di calcolo e persino al fallimento della soluzione. Questa caratteristica può essere molto interessante, soprattutto perché solo le posizioni dei nodi devono essere aggiornate ed è possibile una semplice implementazione, ad esempio accoppiando un'ottimizzazione della forma strutturale con uno studio FSI (interazione fluido-struttura). Anche gli studi basati su BGM per estendere la vita a fatica strutturale trarrebbero beneficio, poiché il mantenimento della qualità della mesh è una considerazione importante nel calcolo accurato dei fattori di intensificazione della sollecitazione per le strutture fessurate. Se accoppiato con il metodo degli elementi al contorno, il BGM si è rivelato un metodo semplice ed efficace per ottenere tensioni superficiali omogeneamente distribuite. Nell'applicazione del metodo BGM, ovviamente, dovrebbe essere realizzata una mesh ragionevolmente raffinata nella regione di ottimizzazione. Questo perché i gradienti di

sollecitazione presenti nella struttura non ottimizzata saranno meglio risolti e, inoltre, si otterrà una discretizzazione più fine della forma ottimale allo stato convergente.

3.4 RBF Mesh Morphing

Fin dal loro inizio, le RBF sono state ampiamente utilizzate come strumento matematico per l'interpolazione di dati sparsi nello spazio n-dimensionale, essendo in grado di interpolare ovunque nello spazio un campo definito in punti discreti rispettando rigorosamente le condizioni al contorno. Il primo utilizzo di RBF risale agli anni '70, coinvolgendo applicazioni di dati sparsi in cui era necessaria una funzione che garantisse un buon adattamento attraverso posizioni arbitrarie non comprese in una griglia uniforme. Tra gli altri, i campi che hanno beneficiato delle RBF sono la geofisica, la meteorologia e l'orografia. Gli RBF sono attualmente largamente impiegati in aree come l'intelligenza artificiale, le reti neurali, la finanza, l'elaborazione dei segnali e la computer grafica. Essendo in grado di definire e interpolare ovunque nello spazio IR^n un valore scalare, il mesh morphing è un campo di applicazione naturale per gli RBF, che migliorano diversi aspetti di altri paradigmi di deformazione della griglia. Le condizioni al contorno in termini di spostamenti possono infatti essere assegnate ovunque utilizzando i centri RBF (chiamati anche punti sorgente) e i valori di interpolazione possono essere recuperati in posizioni arbitrarie come i nodi della mesh sia all'interno (interpolazione) che all'esterno (estrapolazione) del dominio trasformato.

Rispetto ad altre tecniche di mesh morphing, come la deformazione a forma libera (FFD) o il metodo dello spostamento al contorno, non sono richieste strutture di controllo e si ha l'indipendenza dai nodi della griglia. Ciò significa che non esiste alcuna dipendenza dalla mesh; la stessa soluzione di interpolazione può infatti essere applicata a più mesh semplicemente leggendo i risultati in diverse posizioni dei nodi. L'accuratezza e il controllo locale possono essere assicurati con precisione, a tal punto che gli RBF possono essere impiegati anche come strumento di modellazione espressiva. Il problema matematico RBF è risolto calcolando un sistema lineare il cui ordine è uguale al numero di centri impiegati. La funzione di interpolazione può essere scritta come segue:

$$s(x) = \sum_{i=1}^n \gamma_i \varphi(\|x - x_{k_i}\|) + h(x)$$

dove x è il punto in cui viene valutata la funzione, φ è la cosiddetta funzione base radiale, che è una funzione scalare della distanza euclidea tra ogni punto sorgente e il punto target considerato, γ_i è il peso della funzione radiale, $h(x)$ è un termine polinomiale con un grado che dipende dal tipo di base scelto e N è il numero di punti sorgente. L'RBF può essere classificato in base allo schema di interpolazione locale o globale e il comportamento della funzione dipende dalla base scelta. Le

funzioni supportate globalmente o in modo compatto possono essere definite in base all'insieme di punti in cui la funzione ha valore zero. Tale scelta influenza anche il costo computazionale e gli approcci utilizzati per ottenere la soluzione RBF. Nella Tabella 2, sono mostrate tre funzioni di Wendland a supporto compatto con diversa classe di continuità, considerando $r = \|x - x_{k_i}\|$ e $\zeta = r/R$ essendo R il raggio del supporto compatto.

Name	Abbreviation	$\phi(\zeta)$
Wendland C^0	C0	$(1 - \epsilon\zeta)^2$
Wendland C^2	C2	$(1 - \epsilon\zeta)^4(4\epsilon\zeta + 1)$
Wendland C^4	C4	$(1 - \epsilon\zeta)^6(\frac{35}{3}\epsilon\zeta^2 + 6\epsilon\zeta + 1)$

Tabella 2. Funzioni di Wendland

A differenza delle RBF supportate in modo compatto, in cui ogni centro RBF influenza solo una porzione locale del dominio, con le RBF supportate globalmente tutte le interazioni reciproche dei punti sorgente vengono prese in considerazione durante la valutazione della soluzione RBF. Le RBF più comuni supportate a livello globale sono presentati nella Tabella 3 riportata di seguito.

Name	Abbreviation	$\phi(r)$
Polyharmonic spline	PHS	r^n, n odd $r^n \log(r), n$ even
Thin plate spline	TPS	$r^2 \log(r)$
Multiquadric biharmonics	MQB	$\sqrt{a^2 + (\epsilon r)^2}$
Inverse multiquadric biharmonics	IMQB	$\frac{1}{\sqrt{a^2 + (\epsilon r)^2}}$
Quadric biharmonics	QB	$1 + (\epsilon r)^2$
Inverse quadric biharmonics	IQB	$\frac{1}{1 + (\epsilon r)^2}$
Gaussian biharmonics	GS	$e^{-\epsilon r^2}$

Tabella 3. RBF supportate globalmente

I pesi γ_i dei coefficienti del polinomio di interpolazione possono essere trovati se sono soddisfatte le seguenti condizioni:

$$s(x_{k_i}) = g_i \quad 1 \leq i \leq N$$

che rappresentano rispettivamente la condizione al contorno (g_i) applicata ai punti sorgente x_{k_i} e il valore h del polinomio agli stessi punti sorgente. Per tutti i polinomi p con un grado minore o uguale a quello del polinomio h è richiesta anche un'ulteriore condizione di ortogonalità:

$$\sum_{i=1}^N \gamma_i p(x_{k_i}) = 0$$

Un interpolatore unico esiste se la funzione di base è una funzione definita condizionatamente positiva. Scegliendo un polinomio lineare per un caso 3D nella forma:

$$h(x) = \beta_1 + \beta_2 x + \beta_3 y + \beta_4 z$$

è possibile ottenere un sistema quadratico non singolare facilmente risolvibile di equazioni simultanee:

$$\begin{bmatrix} M & P \\ P^T & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \gamma \\ \beta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} g \\ 0 \end{pmatrix}$$

in cui M è la matrice che dipende dalle distanze come:

$$M_{ij} = \varphi(x_{k_i} - x_{k_j}) \quad 1 \leq i, j \leq N$$

e P è una matrice che definisce il polinomio e applica la condizione di ortogonalità:

$$P = \begin{bmatrix} 1 & x_{k_1} & y_{k_1} & z_{k_1} \\ 1 & x_{k_2} & y_{k_2} & z_{k_2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_{k_N} & y_{k_N} & z_{k_N} \end{bmatrix}$$

Per una tipica applicazione di mesh morphing, il sistema lineare mostrato in precedenza può essere risolto per ottenere i pesi γ_i e β_i . L'interpolazione risultante in uno spazio 3D può essere recuperata mediante il seguente sistema che interpola ogni componente come un campo scalare indipendente:

$$\begin{cases} s_x(x) = \sum_{i=0}^n \gamma_i^x \varphi(\|x - x_i\|) + \beta_1^x + \beta_2^x x + \beta_3^x y + \beta_4^x z \\ s_y(x) = \sum_{i=0}^n \gamma_i^y \varphi(\|x - x_i\|) + \beta_1^y + \beta_2^y x + \beta_3^y y + \beta_4^y z \\ s_z(x) = \sum_{i=0}^n \gamma_i^z \varphi(\|x - x_i\|) + \beta_1^z + \beta_2^z x + \beta_3^z y + \beta_4^z z \end{cases}$$

Per un'applicazione di mesh morphing, questa attività viene generalmente svolta per ciascun nodo in cui deve essere calcolata la deformazione. Vale la pena osservare che il mesh morphing può influire sulla qualità della mesh e il successo del morphing dipende dalla qualità iniziale della mesh e dalla misura e dalle posizioni delle deformazioni locali. Con una saggia definizione della mesh di base, tenendo presente le massime deformazioni previste, la distorsione degli elementi sottoposti a compressione/stretching più grave può essere ospitata, in modo che l'eccellente qualità della maglia possa essere mantenuta anche per una molto sostanziale modifica.

3.5 Modifica automatica delle superfici usando RBF e BGM

In questo capitolo, viene proposta un'implementazione completamente 3D, che utilizza l'estensione RBF Morph ACT nel framework FEA di ANSYS Mechanical, trattasi quindi del BGM. Ciò ha consentito di sfruttare con successo le capacità del morphing della mesh RBF nell'esecuzione di ottimizzazioni di forma evolutiva, adoperata per ottimizzare la testata, dove l'efficacia delle funzioni di base radiali veloci su problemi complessi di morphing della mesh è dimostrata per una varietà di mesh computazionali. Mattheck e Burkhardt, presentando i risultati che hanno ottenuto per una piastra con un foro circolare e anche un anello di catena, hanno calcolato una crescita volumetrica $\dot{\epsilon}$ secondo lo stress di von Mises σ_{Mises} e uno stress soglia di riferimento σ_{ref} come:

$$\dot{\epsilon} = k(\sigma_{Mises} - \sigma_{ref})$$

Un modello più raffinato, adatto alla crescita degli strati durante l'ottimizzazione dei fori strutturali nei velivoli che hanno più picchi di sollecitazione associati alla concentrazione delle sollecitazioni, è stato proposto da Waldman e Heller, i quali hanno proposto l'equazione qui riportata per determinare, in una distribuzione multi-picco dello stress, lo spostamento d_i^j dell'*i*-esimo nodo al contorno nella *j*-esima regione di stress:

$$d_i^j = \left(\frac{\sigma_i^j - \sigma_{th}^j}{\sigma_{th}^j} \right) sc$$

Considerando anche:

$$\sigma_{th}^j = \max(\sigma_i^j) \quad \text{se } \sigma_i^j > 0$$

$$\sigma_{th}^j = \min(\sigma_i^j) \quad \text{se } \sigma_i^j < 0$$

dove σ_i^j è il valore della sollecitazione normale tangente ai confini all'*i*-esimo nodo di confine nella *j*-esima regione di sollecitazione, σ_{th}^j è il valore soglia per la sollecitazione normale corrispondente al picco di stress positivo o di picco negativo che si verifica nella *j*-esima regione, *c* è una lunghezza caratteristica e *s* è un fattore di scala della dimensione del passo.

Segue ora una descrizione di una nuova formulazione per spostare i nodi della mesh secondo l'approccio BGM è data nell'equazione che viene riportata successivamente. Questa formulazione è una diretta evoluzione delle equazioni riguardanti $\dot{\epsilon}$, d_i^j , σ_{th}^j , σ_{th}^j , e può essere facilmente combinata il sistema del capitolo precedente formato da $s_x(x)$, $s_y(x)$ e $s_z(x)$. In questo modo l'azione di morphing si propaga non solo alla mesh di superficie e agli strati di mesh adiacenti, ma anche all'intera mesh di volume che circonda le superfici analizzate. Secondo questa formulazione, per l'*i*-esimo nodo, uno spostamento S_i , normale alla superficie, può essere calcolato come:

$$S_i = \frac{\sigma_i - \sigma_{th}}{\sigma_{max} - \sigma_{min}} d$$

in cui σ_i è la sollecitazione originaria interpolata al nodo, σ_{th} è una soglia che delinea il valore di sollecitazione al di sopra del quale viene aggiunto materiale o al di sotto del quale il materiale viene rimosso, e σ_{max} e σ_{min} sono i valori massimo e minimo della sollecitazione in tutta la porzione del confine che si sta prendendo in considerazione. Il parametro d è un fattore moltiplicativo che può essere messo a punto manualmente o adattato automaticamente mediante una routine di ottimizzazione definita dall'utente. Impiegando direttamente un set di nodi come punti sorgente da utilizzare durante il morphing BGM, è possibile rimodellare automaticamente le superfici selezionate in modo evolutivo, rivalutando ad ogni passaggio i valori di σ_{max} e σ_{min} per il set nodale e poi applicando alla forma i movimenti nodali locali calcolati nella relazione di S_i . Se si sta studiando un problema di riduzione del peso, la scelta di un valore più alto della soglia di sollecitazione comporterà una rimozione dello strato in cui le proprietà di trazione del materiale sono meno sfruttate. Un vantaggio dell'utilizzo di un metodo di morphing senza mesh come quello offerto dagli RBF è che consente di affrontare problemi 3D complessi senza alcun costo aggiuntivo rispetto ai casi planari 2D più semplici. In generale, è anche possibile eseguire l'ottimizzazione in base a diversi tipi di stress e deformazione, come riassunto nella tabella seguente.

Stress/Strain type	Equation
von Mises stress	$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$
Maximum principal stress	$\sigma_e = \max(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$
Minimum principal stress	$\sigma_e = \min(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$
Stress intensity	$\sigma_e = \max(\sigma_1 - \sigma_2 , \sigma_2 - \sigma_3 , \sigma_3 - \sigma_1)$
Maximum shear stress	$\sigma_e = 0.5 \cdot (\max(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) - \min(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3))$
Equivalent plastic strain	$\epsilon_e = \frac{\sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + (\epsilon_2 - \epsilon_3)^2 + (\epsilon_3 - \epsilon_1)^2}}{4(1+\nu)}$

Tabella 4. Tipi di stress e strain disponibili nell'ottimizzazione con il BGM

In definitiva, il BGM è un metodo il cui utilizzo può essere sfruttato per l'ottimizzazione strutturale applicabile a svariati contesti che richiedano il migliore sfruttamento possibile della geometria a disposizione. Quanto sopra ha quindi portato all'ausilio di tale metodo per ottimizzare la testata del motore Diesel quattro cilindri in linea che si sta sottoponendo ad analisi nell'elaborato.

Capitolo 4

Introduzione al workflow

Nei capitoli che seguono, verrà approfondita la geometria che su cui si articolano gli studi fatti, si descriverà il processo che ha condotto alla creazione della griglia di calcolo necessaria al lavoro svolto e infine saranno sottoposti ad esame i risultati sia termici che strutturali ottenuti dalle simulazioni. L'obiettivo perciò sarà quello di mettere in mostra le prestazioni meccaniche della testata nelle condizioni di lavoro cui è sottoposta durante il compimento del ciclo e valutarle per poi andarne ad eseguire l'ottimizzazione.

4.1 Descrizione della geometria modificata in SpaceClaim

Il progetto su cui è stato svolto il lavoro di ricerca è, come anticipato, quello di una testata di un motore quattro cilindri in linea di tipo Diesel. Esso è stato fornito in formato 3D come file Solidworks ed è stato possibile modificarlo in Ansys mediante il software SpaceClaim in esso integrato, atto proprio alla modellizzazione tridimensionale per l'ingegneria meccanica. A seguire, si espone l'operato svolto per ottenere la configurazione finale della testa sottoposta all'analisi argomento della tesi.

Partendo dal progetto originale, il primo passo è stato quello di ricondursi alla sezione della testata che fosse pertinente ad un solo cilindro. È stato possibile andando ad effettuare due tagli laterali in modo da prendere in considerazione il cielo, il water jacket ad esso relativo nella sua interezza e le sedi dei quattro prigionieri. Nello specifico, le superfici laterali sono state create con l'ausilio della funzione "plane" ovvero mediante l'applicazione di due piani in corrispondenza dei punti nei quali effettuare la separazione. Usando la funzione "split body", è stata eliminata tutta la porzione della testa che non comprendesse le zone sopra indicate; si è riusciti quindi ad ottenere la sezione che è stata posta sotto analisi, vale a dire quella relativa ad uno dei due cilindri più interni della configurazione in linea. A seguito dell'ottenimento di questa geometria, sulla suddetta sono state svolte altre operazioni per rendere più semplice lo studio termico e strutturale.

Nel capitolo riguardante gli scambi termici, è stato anticipato come le alette di raffreddamento, presenti sulla superficie superiore e su quelle laterali della testata, siano state rimosse per alleggerire il calcolo computazionale. Questa operazione di eliminazione è stata relativamente semplice, in quanto è bastato selezionare le suddette ed eliminarle dalle aree su cui erano

applicate. Non è stato necessario quindi rimodellare le zone sottostanti alle alette in quanto queste erano facilmente selezionabili in SpaceClaim, quindi con il comando "delete", una volta scelte, la loro rimozione è avvenuta senza problemi.

Ulteriore azione di modifica ha riguardato il cielo della testata. Nel file di partenza, era stato generato in modo tale da essere suddiviso in un elevato numero di elementi che andassero a formare la superficie di riferimento. Al fine di rendere più agevole la sua selezione per poter poi applicare la pressione che si ha in camera di combustione, gli elementi sono stati uniti con l'ausilio del comando "merge faces". Esso ha consentito pertanto di ottenere una superficie quasi del tutto unita, eccezion fatta per alcuni collegamenti tra elementi di bordo. Infatti, il comando in precedenza citato ha permesso l'unione finché è stato possibile mantenere la congruenza con quelle che erano le dimensioni di partenza. Ciò nonostante, avendo più aree unite in un'unica, è risultato molto più semplice e rapido selezionare la superficie su cui agisce la pressione.

Infine, con la modifica descritta, anche la creazione delle circonferenze di scambio termico convettivo in camera di combustione è stata più agevole. È stato preso come il riferimento il piano appartenente alla superficie inferiore della testata, vale a dire quella che si appoggia sulla guarnizione. Su tale piano, sono state create le suddette aree, le cui posizioni e dimensioni sono state descritte nel capitolo riguardante gli scambi termici, e, mediante il comando "project" sono state proiettate sul cielo della testata. Avendo in precedenza unito le molteplici zone che in principio formavano il cielo, andare a selezionare quelle di scambio termico è dunque stato reso più semplice.

Per completezza si riportano di seguito le Figure 22, 23 e 24 che raffigurano la testata nell'ambiente SpaceClaim.

Ansys
2022 R1

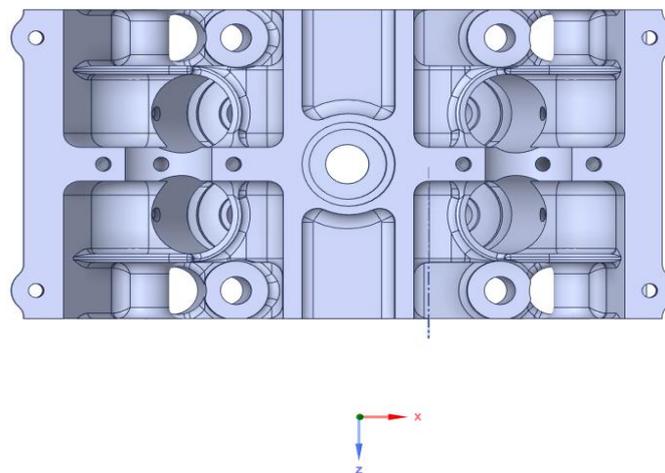


Figura 22. Vista dall'alto

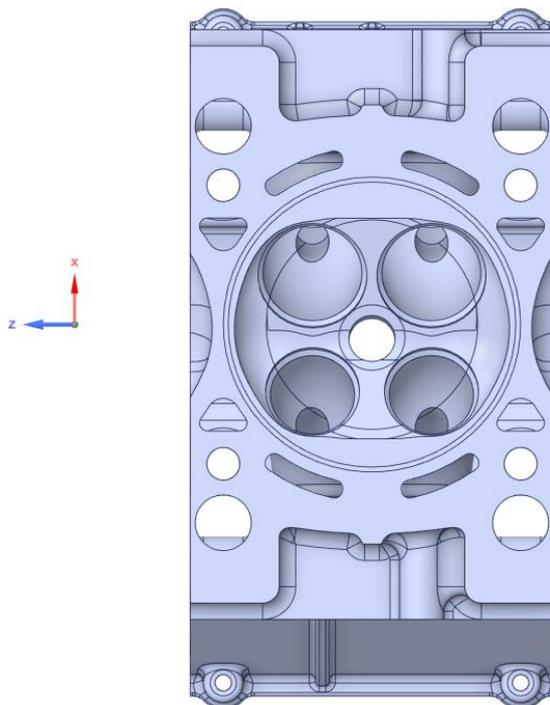


Figura 23. Vista dal basso

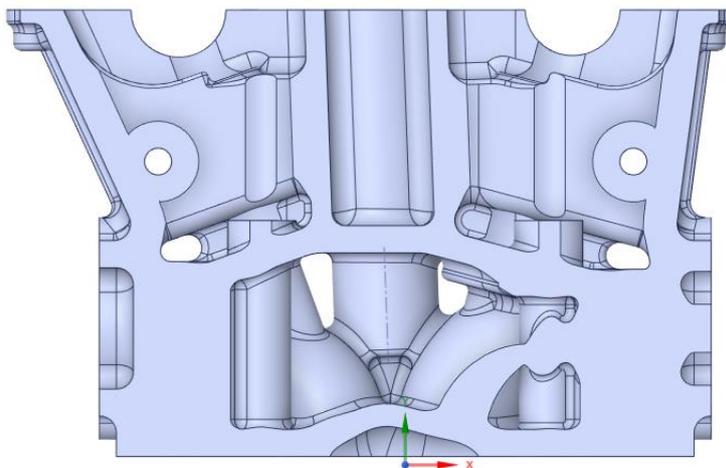


Figura 24. Vista laterale

4.2 Impostazione e creazione della mesh

Nel capitolo che segue, si ripercorre il processo che ha portato all'impostazione e quindi alla creazione della mesh con la quale è stato effettuato lo studio termo-strutturale. Quando è stato presentato il FEM, si è parlato dell'importanza della discretizzazione del componente in esame, in tanti elementi che lo vadano a rappresentare analiticamente nel solutore. La griglia di calcolo infatti è lo strumento fondamentale per compiere lo studio, senza la quale esso non potrebbe essere effettuato. La possibilità di scegliere tra diversi elementi dipende da:

- fisica delle analisi;
- geometria da analizzare;
- risorse di calcolo.

Generalmente il software ANSYS Mechanical cercherà di discretizzare le parti solide con tetraedri o esaedri. Gli esaedri danno accuratezza migliore in tempi più rapidi ma la geometria deve essere tale da permetterne l'uso; ad esempio sono un'ottima soluzione per le geometrie che si possono realizzare con estrusioni. I tetraedri invece sono utili per modellare geometrie complesse come testate, monoblocchi e carter dei motori e inoltre consentono di ottenere con più facilità delle mesh di qualità. Se si passa da una regione con esaedri ad una con tetraedri queste saranno raccordate con elementi piramidali per consentire l'accoppiamento; nello specifico quelli triangolari a base piramidale che tuttavia sono problematici dal punto di vista numerico. Se non sono allineati con la fisica del problema introducono errori numerici e quindi, in genere, si cerca di evitarli. In generale se la geometria è "semplice" si usano gli esaedri, se invece si complica si passa all'ausilio dei tetraedri.

Quando si parla di "meshing" non ci si riferisce soltanto all'operazione di creazione della mesh ma anche il programma, chiamato per l'appunto Meshing che, all'interno di Workbench, crea la griglia di calcolo. Esso aiuta nel settaggio della mesh a seconda dell'analisi che si sta effettuando; ad esempio tra una meccanica e una non lineare variano i parametri a disposizione ed è quindi detta Physics-aware. La griglia di calcolo ha pertanto lo scopo di:

- risolvere le equazioni sui nodi o nelle celle;
- dividere il dominio in celle discrete (mesh);

Essa deve essere efficiente ed accurata, qualità ottenute mediante l'infittimento nelle zone con gradiente della soluzione, o dove presenti dei dettagli geometrici e con una distribuzione più lasca nelle restanti aree. Va sottolineato a proposito dell'accuratezza, che essa diminuisce insieme alla stabilità della soluzione se la forma delle celle differisce da quella ideale.

Fatta questa premessa su quali siano le caratteristiche della mesh e su come essa vada ad influenzare direttamente la buona riuscita della simulazione, nel proseguo della trattazione si analizza come essa sia stata generata per poi essere applicata alla testata che si sta studiando.

A seguito del collegamento del blocco Geometry con quello dello Steady-Thermal State, la geometria della testata è pronta per essere discretizzata. Le fasi che hanno condotto alla creazione della mesh sono:

- apertura del blocco relativo all'analisi termica, sezione nella quale è possibile definire, tra le altre cose, la griglia di calcolo;
- a seguito dell'apertura di Mechanical, si accede alla sezione "Mesh";
- trattandosi di un'analisi termo-strutturale, nella sezione "Defaults" della mesh è stata assunta come "Physics Preference", ovvero come fisica di riferimento, la "Mechanical". Infatti, come anticipato in precedenza, il calcolatore varia i parametri a disposizione a seconda del tipo di studio che si va a compiere;
- impostazione, nella sezione "Element Size", della grandezza massima dell'elemento che si vuole ottenere. Per quanto riguarda tale parametro, come verrà più avanti descritto, esso è stato variato al fine di studiare la convergenza della mesh, cioè il variare delle tensioni calcolate in funzione della dimensione dell'elemento;
- nella sezione "Sizing" si setta la funzione "Use Adaptive Sizing" sul "no", ovvero la si disabilita al fine di ottenere una griglia migliore;
- si imposta il "Growth Rate", vale a dire il tasso di crescita sul valore di 1,99. Tale parametro ha l'obiettivo di rendere le celle più vicine a quelle più piccole di una percentuale più grandi. Ad esempio se posto a 1,1 le celle più vicine alle più piccole sono del 10% più grandi;
- si attivano le funzioni "Capture Curvature" e "Capture Proximity" al fine di infittire la mesh nelle zone dove sono presenti raccordi e curvature. Sono pertanto necessarie per ottenere una buona qualità vista la complessità del componente sotto esame.

Le restanti impostazioni della mesh sono state lasciate al valore di default che Mechanical predispone quando si impone una fisica di tipo "Mechanical". Quanto descritto è visibile nella sezione "Details of Mesh", nella Figura 25:

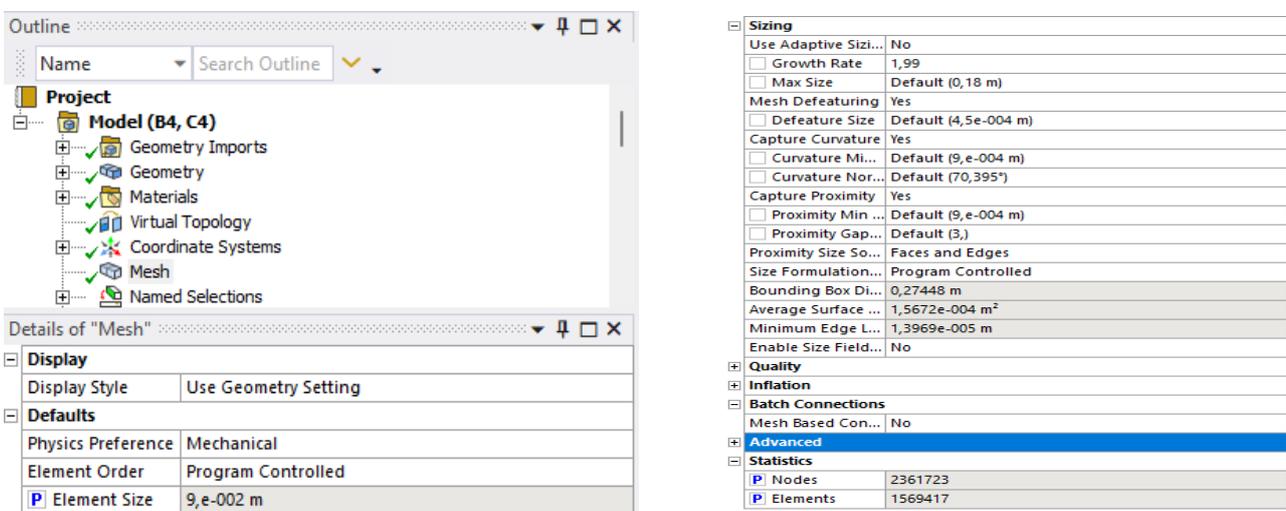


Figura 25. Dettagli della mesh

Con riferimento all'immagine precedente, si nota che con una dimensione massima di $0,09\text{ m}$ dell'elemento costituente la mesh, si ottiene una mesh avente 2.361.723 nodi e 1.569.417 elementi. Questi dati verranno in seguito presi come riferimento per studiare la convergenza della mesh. A completezza di quanto esposto, si allegano le Figure 26, 27, 28 e 29 della testata e delle sue zone analizzate dopo aver effettuato l'operazione di meshing con i dati sopra riportati.

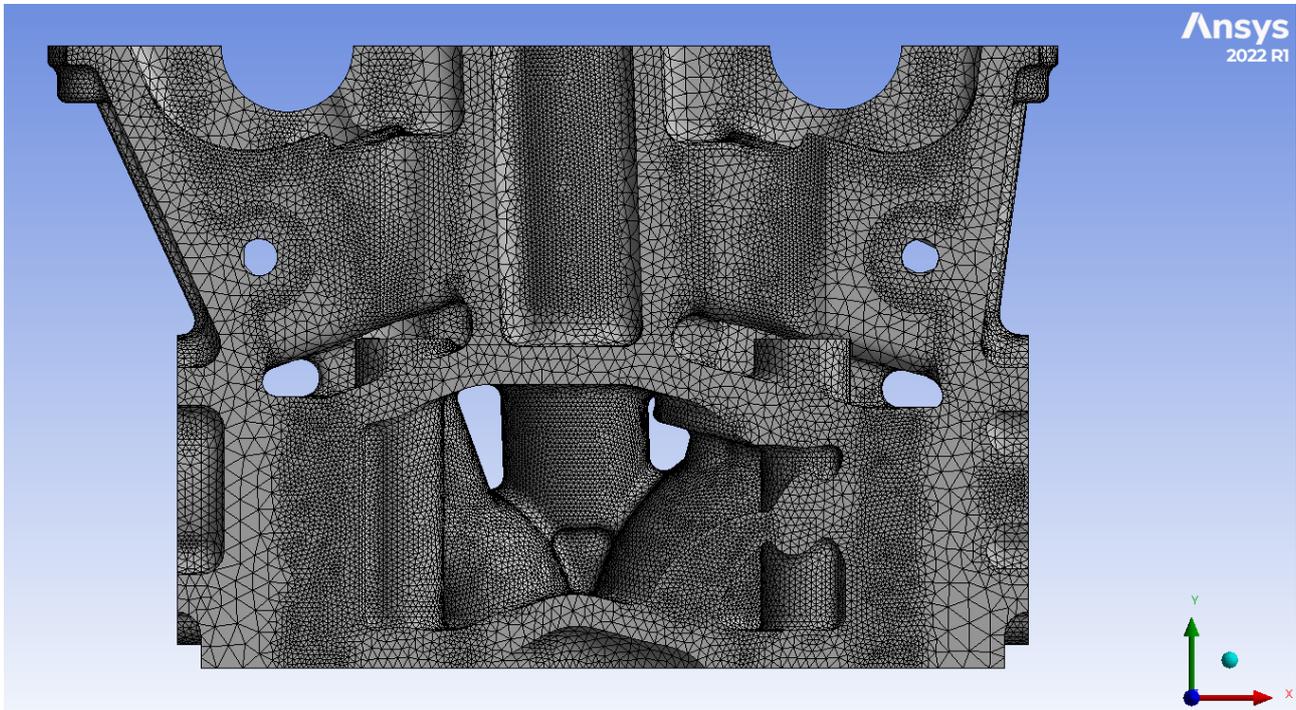


Figura 26. Vista laterale

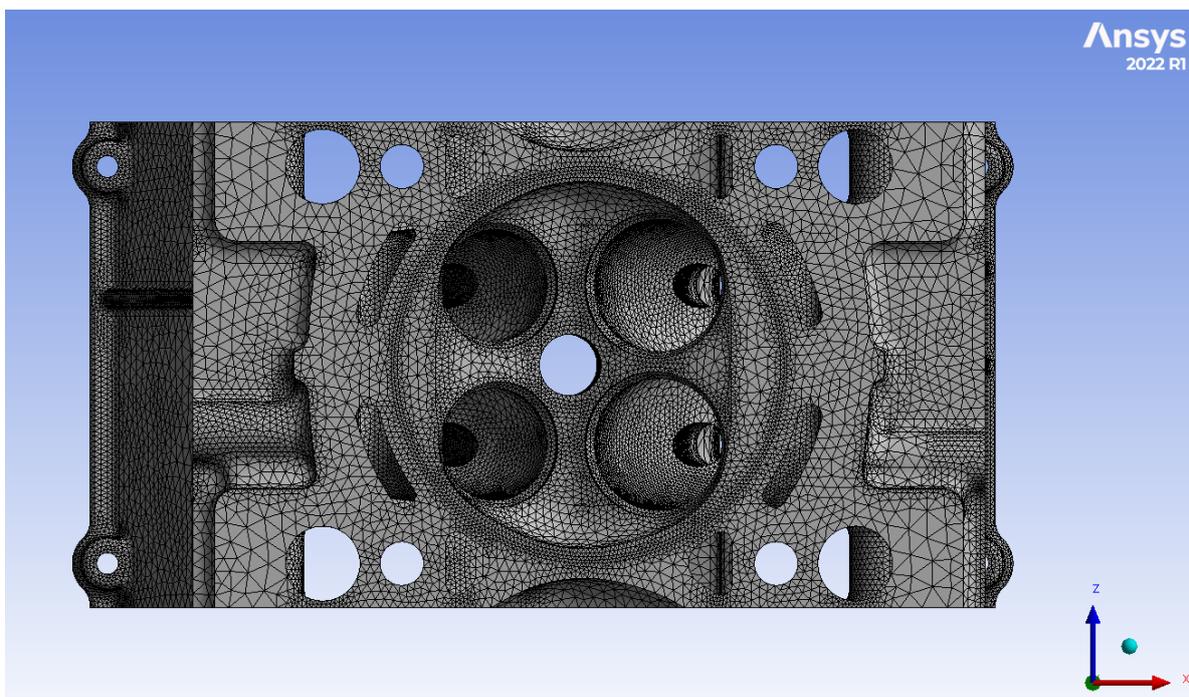


Figura 27. Vista dal basso

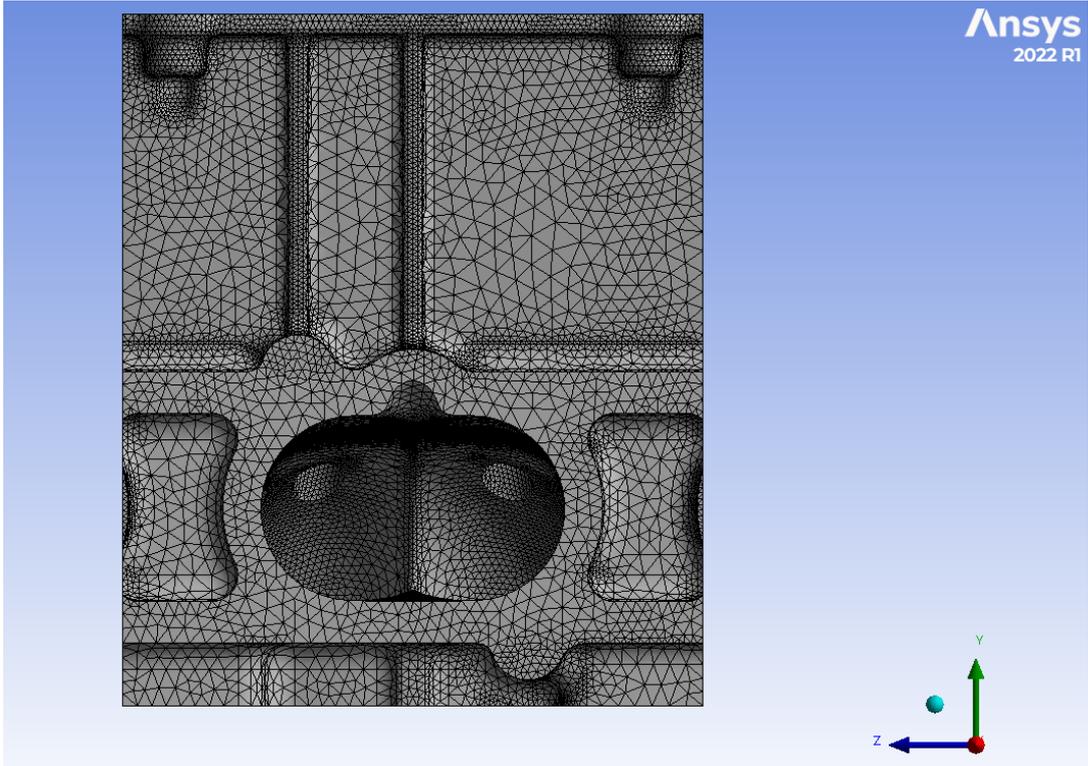


Figura 28. Lato freddo

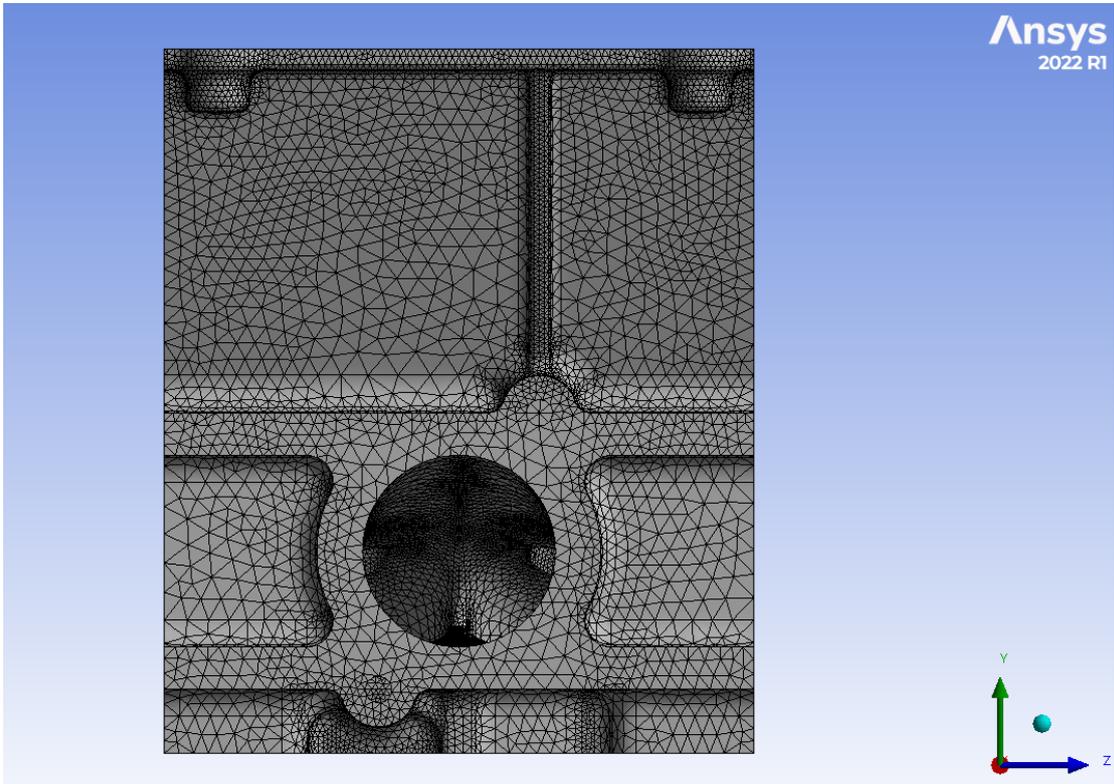


Figura 29. Lato caldo

Si riporta infine una visualizzazione della qualità della mesh, nella Figura 30, per quanto riguarda la zone inerente al water jacket, per la quale verrà poi effettuata l'ottimizzazione strutturale. Essa è stata valutata mediante l'impostazione dell'"Element Quality" nella sezione "Display" della mesh. Come è possibile vedere, le zone di interesse hanno valore che si attesta tra 0,8 e 1, cioè la loro qualità è sufficiente per compiere l'analisi oggetto della tesi.

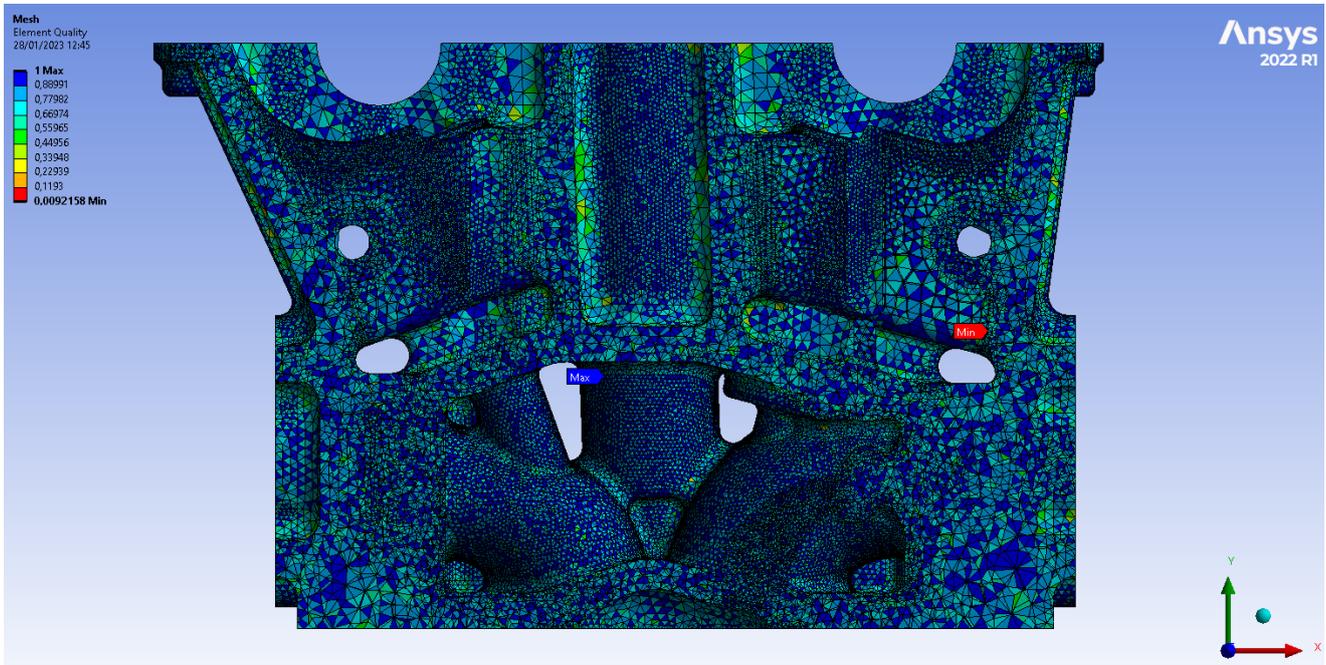


Figura 30. Qualità della mesh

Solamente alcune zone hanno valore molto basso ma esse sono inerenti a dove è stata tagliata la sezione per poter studiare la porzione inerente ad un cilindro e pertanto non vanno a compromettere il calcolo strutturale non essendo zone di interesse.

4.3 Analisi della distribuzione delle temperature

Quanto è stato fatto finora ha consentito la creazione e la modellizzazione del caso di studio posto sotto esame. Infatti, la definizione dei carichi termici e statici uniti all'imposizione delle congrue condizioni al contorno hanno permesso di generare mediante gli elementi finiti la testata con annesse le condizioni di impiego. A seguito di ciò, per poter effettuare il calcolo mediante il solutore, è stata creata la griglia di calcolo secondo quanto visto nel capitolo precedente. Giunti a questo punto, si hanno tutti i requisiti per poter compiere l'analisi termo-strutturale. Essa verrà portata avanti utilizzando la mesh in precedenza descritta, vale a dire quella avente 2.361.723 nodi e 1.569.417 elementi, che rappresenta un compromesso tra qualità e ragionevoli tempi di calcolo. Nel presente capitolo quindi si fa luce su quelli che sono stati i risultati forniti dall'analisi termica.

La valutazione degli scambi termici affrontata nel capitolo ad essi dedicati, ha portato alla definizione delle modalità con cui il componente scambia calore. Queste sono state impostate nel "Setup" dello Steady-Thermal State e come risultato il solutore ha fornito l'andamento delle temperature presenti nella porzione di testata posta sotto analisi. Nell'ambiente di Mechanical si ha quanto riportato in Figura 31:

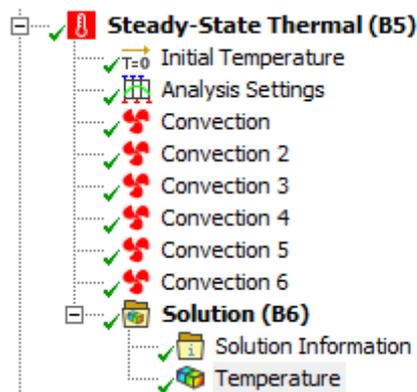


Figura 31. Setup Steady-Thermal State

Ciò rappresenta la porzione dell'"Outline" per ciò che riguarda lo Steady -State Thermal, ovvero la sezione dove vengono impostati tutti i dati relativi allo studio svolto dal punto di vista termodinamico. L'output sono le temperature di esercizio che di seguito vengono analizzate.

Andando a leggere tra i "Results" della simulazione, si hanno i seguenti valori riassuntivi della distribuzione termica:

- temperatura minima pari a 83,57 °C;
- temperatura massima pari a 388,17 °C;
- temperatura media pari a 166,66 °C.

In primo luogo è bene notare il valore della temperatura media complessiva che si ha nella testata. Infatti, quando sono state enunciate le proprietà termiche del materiale, si era notato che per la conducibilità termica fosse stato preso il valore di $150 \frac{W}{m^{\circ}C}$, da ritenere valido nel range compreso tra $140^{\circ}C$ e $170^{\circ}C$. L'assunzione fatta si è dimostrata valida in quanto la temperatura media registrata a fine simulazione appartiene proprio all'intervallo considerato. Quindi è ragionevole ritenere corrette le assunzioni che hanno portato al calcolo delle temperature.

A seguito della precedente premessa, è possibile porre l'attenzione su quella che è la distribuzione completa della temperatura, mostrata in Figura 32. Si approfondiscono i risultati ottenuti in Mechanical:

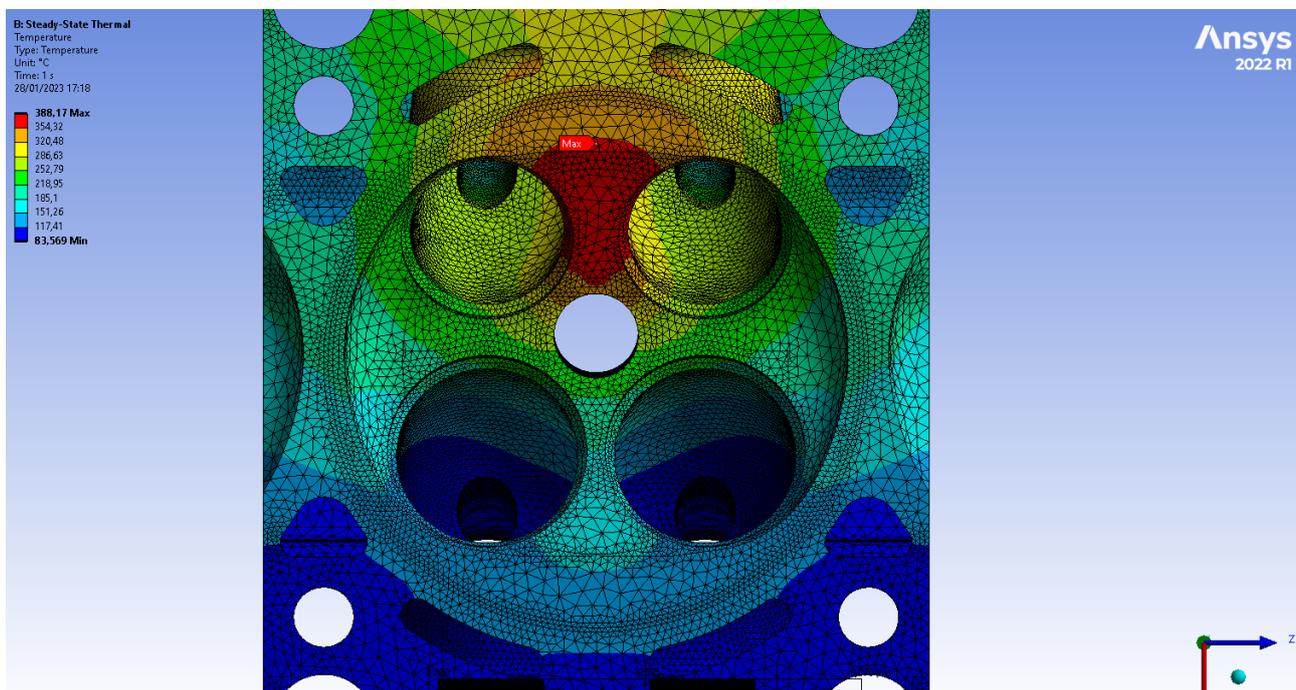


Figura 32. Andamento delle temperature

Per quanto afferisce alla zona del cielo, si osserva come l'area interessata dalle temperature maggiori sia quella presente tra le due valvole di scarico; ciò è in linea con quanto ci si aspetterebbe di trovare in quanto essa è interessata dai prodotti di combustione che fuoriescono dai condotti delle valvole sopra citate. Si nota inoltre che la temperatura è generalmente superiore intorno ai condotti suddetti e nei pressi dell'iniettore, dove in effetti si ha l'immissione del carburante. Si ha una distribuzione di temperature nel così detto "lato caldo" della testata che appartiene all'intervallo che va dai $185^{\circ}C$ ai $354^{\circ}C$. La situazione è diversa invece per quello che riguarda il "lato freddo", interessato per l'appunto dai condotti di aspirazione. Infatti in questa zona, la temperatura si attesta in un intervallo che va dagli $83^{\circ}C$ ai $170^{\circ}C$, risultando quindi meno sollecitata termicamente rispetto alla precedente.

Poiché la valutazione delle tensioni che verrà nel seguito presentata andrà a riguardare la sede dell'iniettore, i condotti di aspirazione e scarico e quindi le aree investite dal water jacket, si

riporta una rappresentazione della sezione della testata riguardante le zone indicate con la quale è possibile osservare l'andamento delle temperature di esercizio, Figura 33.

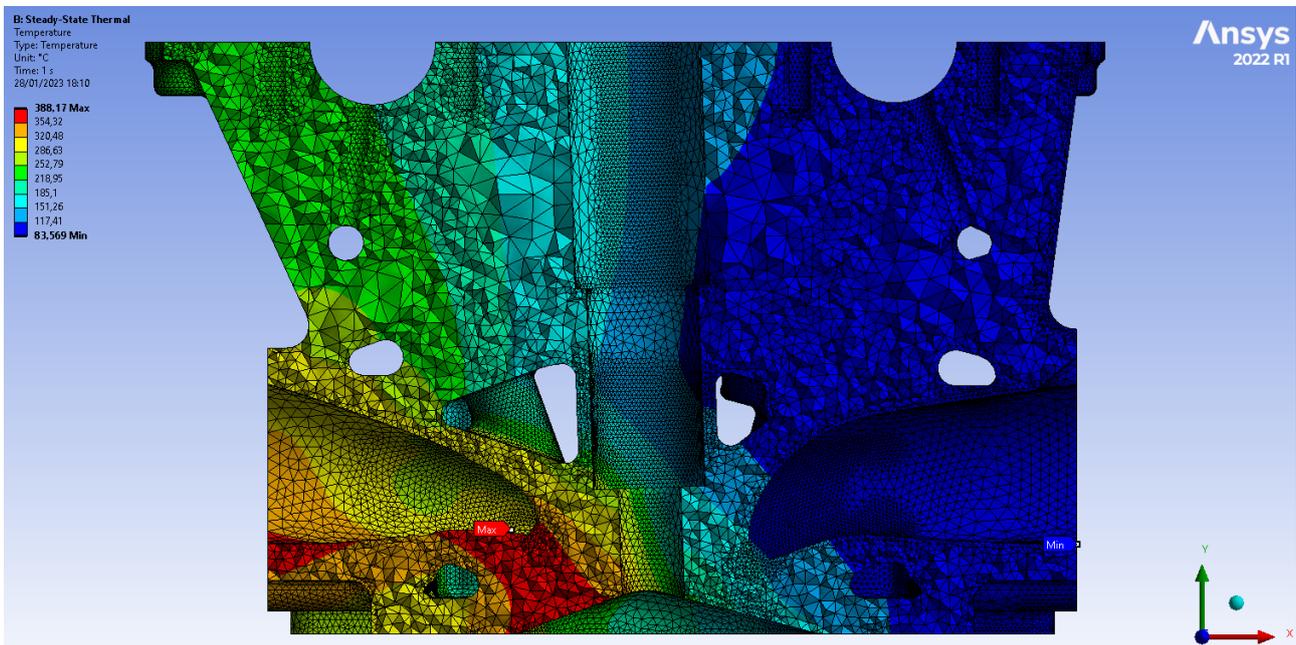


Figura 33. Andamento delle temperature per le zone sottoposte ad ottimizzazione

Si pone l'attenzione quindi su quella che è la condizione termica globale. La zona maggiormente sottoposta allo stress termico è, come anticipato, quella dei condotti di scarico. Al loro interno si ha il picco di temperatura che poi si propaga parzialmente in camera di combustione e anche verso l'uscita dei gas di scarico. Alte temperature, si registrano perfino nella sede dell'iniettore, sempre nei pressi del lato caldo. Osservando questa zona, si nota un'alta varianza delle temperature, essendo soggetta ad un elevato flusso di calore. Se invece si analizza il lato freddo, è di facile comprensione immaginare come esso sia per la maggior parte della sua estensione a temperature basse in quanto soggetto allo scambio termico con la carica fresca che transita nei condotti di aspirazione. È infatti all'ingresso di quest'ultimi che si registra la temperatura minima che si ha in tutta la testata.

Infine è bene sottolineare come la conducibilità termica vada ad influenzare direttamente l'andamento termico della testata. Un valore basso avrebbe comportato picchi molto più elevati ma concentrati in zone di minore estensione; al contrario, un elevato valore avrebbe abbassato la temperatura massima ma le aree aventi temperature elevate avrebbero avuto un'estensione maggiore.

4.4 Descrizione del criterio di von Mises

Svolta l'analisi termica, ci si concentra su quello che è lo stato tensionale della testata. Per valutarlo si è fatto uso del criterio di resistenza di von Mises [8,9]. Nelle applicazioni pratiche, difficilmente ci si trova in condizioni tali da avere sollecitazioni monodimensionali; in genere esse sono pluridimensionali. In tal caso ha interesse determinare una tensione equivalente monodimensionale per avere un riferimento semplice con delle prove di resistenza, ad esempio come la prova di trazione. Si parla, pertanto, di tensione ideale. Essa viene confrontata con la tensione limite per valutare la criticità del componente. Per i materiali duttili si fa riferimento alla tensione di snervamento, per quelli fragili alla tensione di rottura.

I criteri di rottura sono sostanzialmente semi-empirici, pertanto ne esistono molti e nessuno ha validità generale. In genere, la scelta del criterio migliore da usare dipende dal materiale impiegato. Ogni criterio è pertanto caratterizzato da una ipotesi di cedimento, vale a dire un parametro che, raggiunto il valore limite, causa la rottura del componente.

Tra i criteri utilizzati per valutare il comportamento strutturale dei materiali, nel caso della testata in esame si è adoperato, come anticipato, quello di von Mises. Esso è anche definito come criterio della massima energia di distorsione. Infatti, secondo di esso, la rottura si ha se la sola energia associata alla distorsione, cioè alla variazione di forma e non di volume, raggiunge un valore critico. Essa è difatti ricavabile come differenza tra quella di deformazione e quella idrostatica. Per un punto di un materiale lineare elastico, soggetto a carico monodimensionale e per un volume di riferimento unitario si ha:

$$U = \int_0^{\varepsilon_f} \sigma d\varepsilon = \frac{1}{2} \sigma_f \varepsilon_f$$

Essendo l'energia pari al prodotto della forza per lo spostamento. Se ci si riferisce al caso tridimensionale:

$$U = \frac{1}{2} (\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3)$$

Con l'ausilio delle relazioni:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_2 = \frac{1}{E} [\sigma_2 - \nu(\sigma_1 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_3 = \frac{1}{E} [\sigma_3 - \nu(\sigma_1 + \sigma_2)] \end{array} \right\}$$

Si ottiene:

$$U = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]$$

Per quanto riguarda la sola componente idrostatica:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$$

Se tutte e tre le tensioni fossero uguali a σ_m l'energia diventerebbe quella solo idrostatica U' :

$$U' = \frac{1}{2E}(3\sigma_m^2 - 6\nu\sigma_m^2) = \frac{1-2\nu}{6E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2$$

Da cui:

$$U' = \frac{1-2\nu}{6E}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]$$

Si può quindi calcolare la differenza tra U e U' per ricavare l'energia di distorsione:

$$U'' = \frac{1+\nu}{3E}[(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2) - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]$$

In condizioni monodimensionali essa è pari a:

$$U'' = \frac{1+\nu}{3E}\sigma_{id}^2$$

Dal confronto delle due si ricava la tensione ideale:

$$\sigma_{id} = \sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2) - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)}$$

Nell'ipotesi di von Mises, che è la più accreditata nei materiali metallici da costruzione, stati di tensione di ugual segno tendono a diminuire la tensione ideale.

Infine, se ci si pone in uno stato piano di tensione con riferimento non principale, si ricava che la tensione ideale è espressa dalla relazione:

$$\sigma_{id} = \sqrt{(\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2)}$$

4.5 Analisi delle tensioni ottenute

Lo studio argomento dell'elaborato riguarda, come anticipato, il comportamento termo-strutturale della testata che si sta esaminando. I carichi nonché i vincoli cui è soggetta la stessa durante il funzionamento sono stati esaminati, la mesh è stata generata, il comportamento termico è stato precedentemente sottoposto ad analisi ed infine si è parlato del criterio con cui valutare lo stato di stress nel componente. È quindi possibile passare allo studio dello stato tensionale presente nella testa ripartendo proprio dalla teoria poc'anzi presentata. Essa infatti è stata adoperata per valutare il comportamento strutturale che viene analizzato nel presente capitolo. L'attenzione verrà posta su:

- la testata nella sua interezza;
- la sede dell'iniettore investita dal fluido di raffreddamento;
- il condotto di scarico investito dal fluido di raffreddamento;
- il condotto di aspirazione investito dal fluido di raffreddamento;
- la zona del water jacket nella sua quasi totalità.

Con riferimento al workflow, dovendo studiare le sollecitazioni sperimentate dalla testata, si fa uso del blocco inerente allo Static Structural. Aprendo Mechanical e impostando il setup si ottiene quanto riportato in Figura 34:

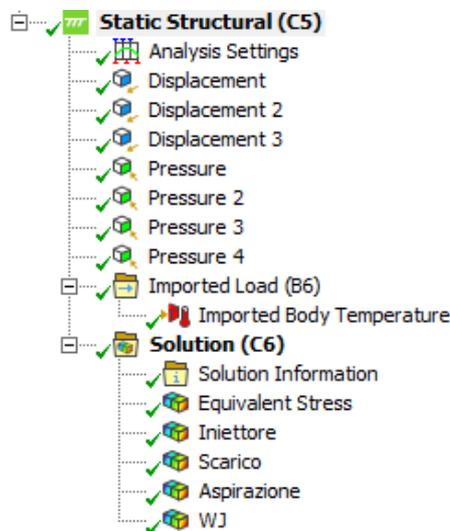


Figura 34. Setup dello Static Structural

Come si nota, vi sono in ingresso le impostazioni relative alle condizioni di vincolo, ai carichi agenti e la distribuzione di temperatura proveniente dallo Steady-Thermal State. Il solutore fornisce in uscita le tensioni nelle aree sopra elencate. Anche per questa analisi si è adoperata l'ormai consueta mesh avente dimensione massima degli elementi pari a 0,09 m.

Si passa, quindi, alla disamina dello stato di stress nella sezione della testa che è posta sotto analisi, Figura 35. In Mechanical, si ha:

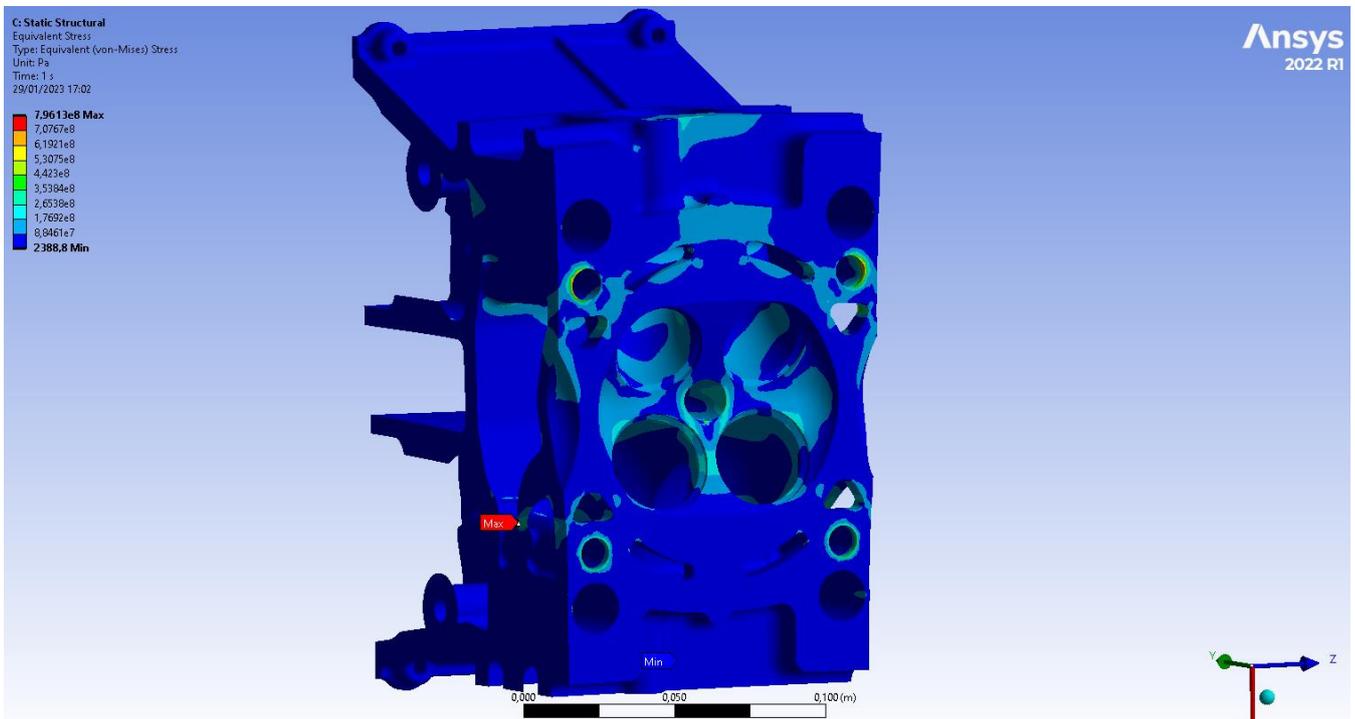


Figura 35. Stress globale

Si osserva innanzitutto come le tensioni siano distribuite con una ragionevole omogeneità nei pressi del cielo e dei condotti di scarico. Nello specifico, la superficie del cielo ha uno stress il cui valore massimo si attesta intorno ai 180 MPa, quindi al di sotto del limite di snervamento. Si nota poi la presenza di alcune concentrazioni di tensione che potrebbero essere problematiche per la resistenza del componente. In realtà esse sono localizzate in dei punti specifici e derivano dalle ipotesi e modifiche fatte alla testata per poterne studiare il comportamento strutturale. Più precisamente, si hanno delle tensioni elevate nei pressi dei fori dei prigionieri. Qui lo stress raggiunge picchi troppo elevati che tuttavia non rappresentano il vero stato che caratterizza il materiale. La concentrazione che ne risulta infatti deriva dall'aver bloccato gli spostamenti ortogonali alla guarnizione per le circonferenze di base dei fori, al fine di impedire un sollevamento della testa e pertanto la separazione dal blocco motore. Nella realtà quindi tali concentrazioni non sono presenti e la sollecitazione si può ritenere accettabile. Vi è infine la presenza del massimo in una zona che comprende la superficie tagliata della testata. In questo caso, la sovrastima della reale condizione di stress deriva dall'intorno del punto che il programma ha discretizzato con dei tetraedri dagli angoli molto piccoli. Ciò introduce degli errori nell'integrazione della matrice di rigidezza che sono tanto maggiori quanto più sono piccoli gli angoli. In definitiva la sezione della testata è soggetta a stress in linea con quanto ci si aspetterebbe per quelle che sono le condizioni in cui lavora e laddove vi siano concentrazioni localizzate esse non sono da ritenere importanti ai fini della sicurezza strutturale poiché dovute da quanto appena spiegato.

Si pone ora sotto esame lo stato tensionale cui è soggetta la sede dell'iniettore investita dal fluido di raffreddamento. Andando a selezionare le superfici che la compongono e valutando la tensione ideale secondo von Mises è stato ottenuto quanto riportato in Figura 36:

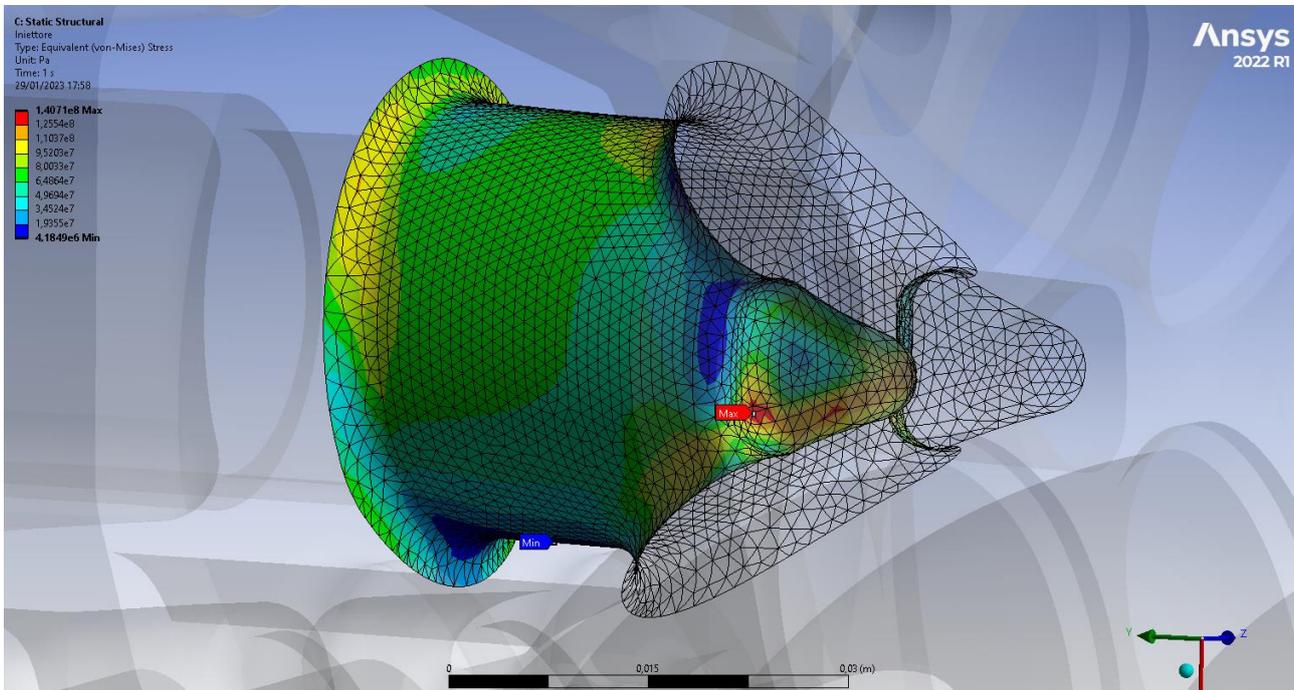


Figura 36. Stress nella sede dell'iniettore

La tensione media è pari a 61 MPa, quindi ben al di sotto del limite di snervamento. Si osserva come la sezione sotto esame sia caratterizzata da un andamento degli stress che è abbastanza omogeneo nel tratto cilindrico che costituisce il foro di passaggio dell'iniettore stesso. La tensione minima si ha lungo la superficie inferiore, vale a dire quella vicina ai condotti di aspirazione, il che è rassicurante a proposito della bontà della simulazione in quanto tale zona è di fatto quella meno sollecitata. Per quanto riguarda il massimo invece, esso si manifesta nella zona di raccordo il cui raggio è molto stretto. Il valore raggiunto è di 141 MPa e anch'esso è al di sotto del limite di snervamento. Tuttavia sarà questa una delle zone sottoposte ad ottimizzazione al fine di ridurre lo stress agente. La mesh come è possibile vedere è ben fatta, non vi sono elementi distorti e quindi la valutazione complessiva dello stress si può ritenere una buona stima delle reali condizioni tensionali sperimentati dal componente analizzato.

Per completezza, si fa presente che in generale le zone di raccordo che compongono la sezione analizzata presentano delle concentrazioni di tensione come auspicabile avendo la geometria una configurazione deformata.

Infine, l'immagine sopra riportata mostra solamente un lato della sede dell'iniettore poiché il comportamento poc'anzi descritto è il medesimo anche nella zona ad esso speculare. Tutto ciò per sottolineare la simmetria dei risultati forniti dal calcolatore, in accordo con quella che è la simmetria geometrica.

Si valuta ora l'andamento degli stress relativamente al condotto di scarico. La distribuzione ottenuta dalla simulazione è mostrata in Figura 37:

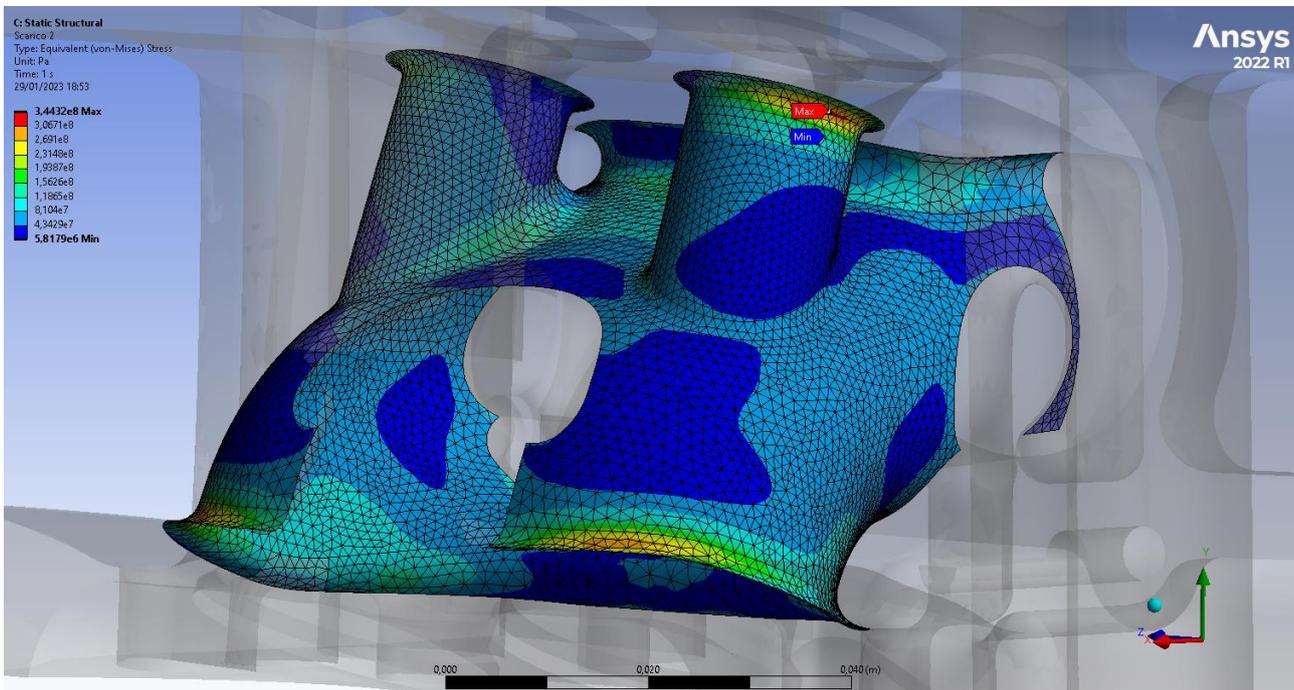


Figura 37. Stress nei condotti di scarico

La tensione media sperimentata dal componente in esame si attesta sui 68 MPa, il che è positivo poiché al di sotto del limite di snervamento del materiale utilizzato per la realizzazione. Si osserva in effetti come gran parte del volume sia caratterizzato da uno stress relativamente basso, il cui valore non comporta rischi per l'integrità strutturale della testata. Come ci si poteva aspettare, le zone dove si ha una tensione maggiore sono quelle in corrispondenza dei raccordi. Anche nel caso precedente infatti, si è sottolineato che è proprio in questi punti dove lo stress si intensifica a causa della forma geometrica che è stata data alla sezione. Nello specifico, il massimo della tensione si raggiunge in corrispondenza dei raccordi relativi ai fori di passaggio delle valvole. Ciò è dovuto all'azione congiunta della pressione sviluppata in camera, dall'azione esercitata dai prigionieri, dalla forza scambiata sulle sedi delle valvole e naturalmente dal carico termico che caratterizza la zona sotto esame. Si ha uno stress di 344 MPa, eccessivamente alto e per questo motivo il processo di ottimizzazione dovrà cercare di andarlo a ridurre quanto più possibile al fine di evitare dei cedimenti.

Per quanto riguarda la mesh, non si notano zone dove essa sia distorta o gli elementi abbiano una forma che si discosta molto da quella ottimale, per gran parte della geometria considerata.

Per concludere, come nel caso precedente, il modello esaminato gode di una simmetria geometrica la quale consente di ottenere, grazie anche alla simmetria dei carichi, una distribuzione degli stress speculare rispetto al piano XY.

Un'ulteriore valutazione è stata compiuta per la tensione ideale ricavata con il criterio di von Mises per la parte del condotto di aspirazione rivestito dal fluido di raffreddamento. La simulazione ha fornito i risultati presentati in figura 38:

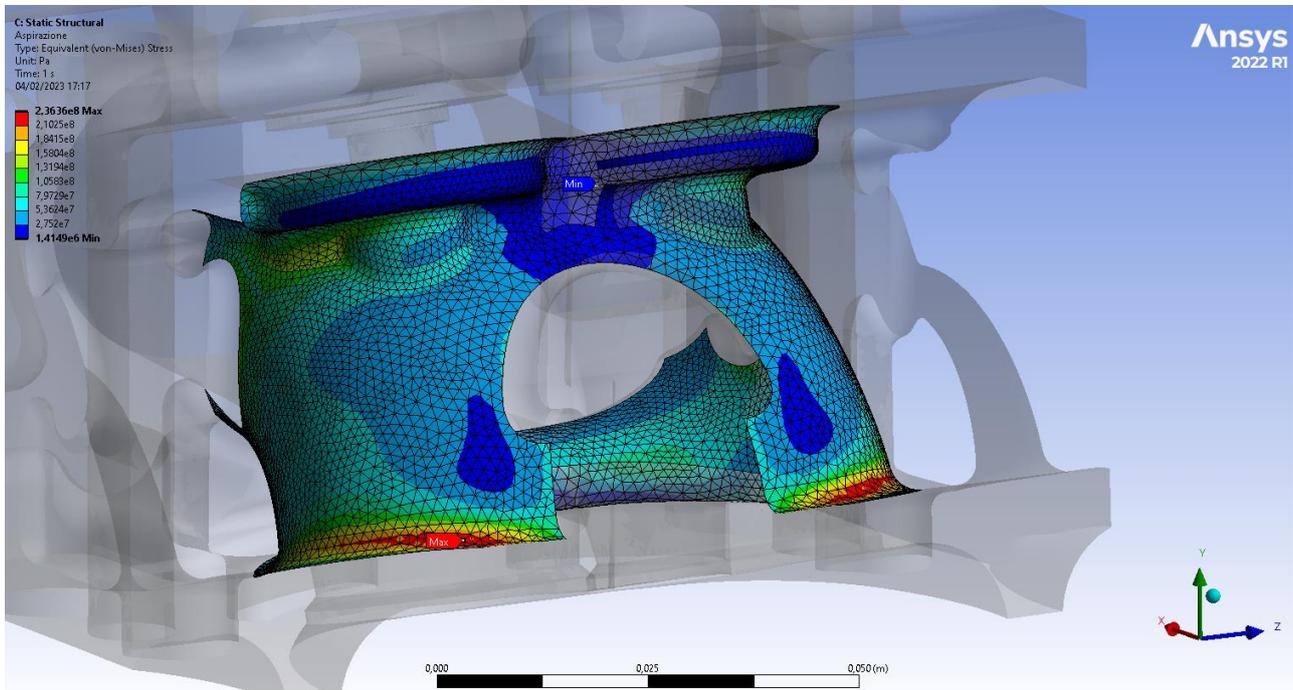


Figura 38. Stress nei condotti di aspirazione

La tensione media registrata nel componente è di 64 MPa, valore che caratterizza buona parte della sezione sotto esame. Trattandosi infatti dell'aspirazione, essa è soggetta a carichi termici minori rispetto a quelli caratterizzanti le sezioni analizzate in precedenza. Lo stress massimo si ha nella zona di raccordo alla base del condotto, il valore è di 236 MPa, cioè oltre lo snervamento ma non al di sopra della tensione di rottura. Sarà pertanto compiuta l'ottimizzazione al fine di diminuire la tensione al di sotto del limite di plasticità. Nel complesso, la quasi totalità della geometria sotto esame non sembra particolarmente sollecitata se non in suddetta zona e nelle restanti aree di raccordo dove però lo stress non supera il valore dello snervamento. Anche in tal caso la griglia di calcolo apparentemente non mostra anomalie in quanto gli elementi non si discostano di molto dalla forma ideale.

Per concludere, valgono le medesime considerazioni fatte sulla simmetria tensionale che caratterizza le aree in precedenza sottoposte ad esame.

Si valuta quindi la distribuzione degli stress per la zona del water jacket che è stata analizzata con una particolare impostazione. Quando sono state valutate le tensioni di tutta le testa, l'attenzione si era focalizzata anche su eventuali concentrazioni di tensione derivanti non dalle reali condizioni di impiego quanto più dalla griglia di calcolo. Nello specifico, il massimo valore registrato infatti era dovuto alla mesh che, nella sezione tagliata, non aveva una qualità tale da assicurare una corretta simulazione e quindi si venivano a creare intensificazioni degli stress non veritiere. Al fine di analizzare il comportamento complessivo di quelle che sono le aree investite dal fluido di raffreddamento, senza dover fare i conti con eventuali anomalie dovute alle irregolarità puntuali della mesh, è stato fatto uso delle "Named Selections". Tramite questa funzione di Mechanical, è possibile andare a valutare le tensioni per dei specifici punti che, nel caso in esame, sono quelli inerenti alle zone raffreddate dal fluido lontano però dai bordi tagliati della testata. Così facendo si eliminano le concentrazioni di tensioni irrealistiche. Il processo che ha portato alla creazione della "Named selection" analizzata è il seguente:

1. selezione di tutte le superfici investite dal water jacket;
2. conversione delle stesse in nodi della mesh;
3. rimozione dei nodi per i quali si potrebbero avere eventuali picchi di stress indesiderati.

Quanto sopra si presenta in Mechanical come riportato in Figura 39:

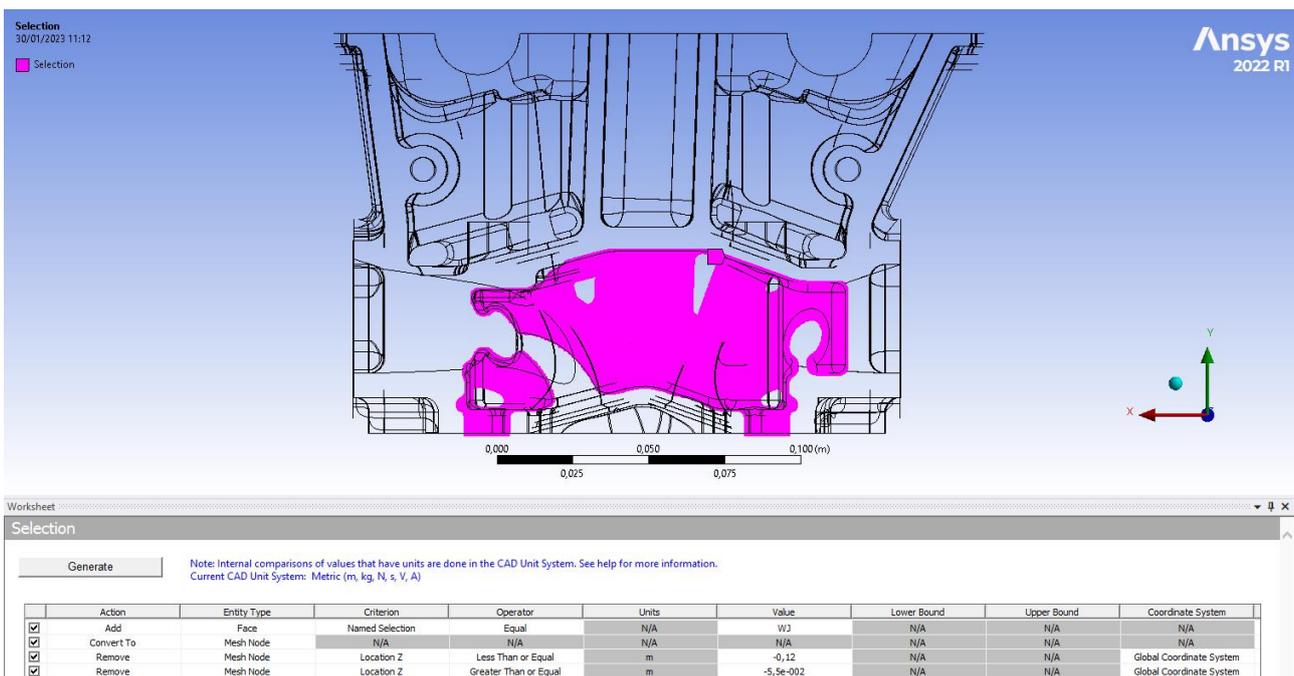


Figura39. Named selection Water Jacket

Si hanno quindi 68.691 nodi per i quali è stato valutato lo stress di von Mises, ottenendo ciò che compare in Figura 40:

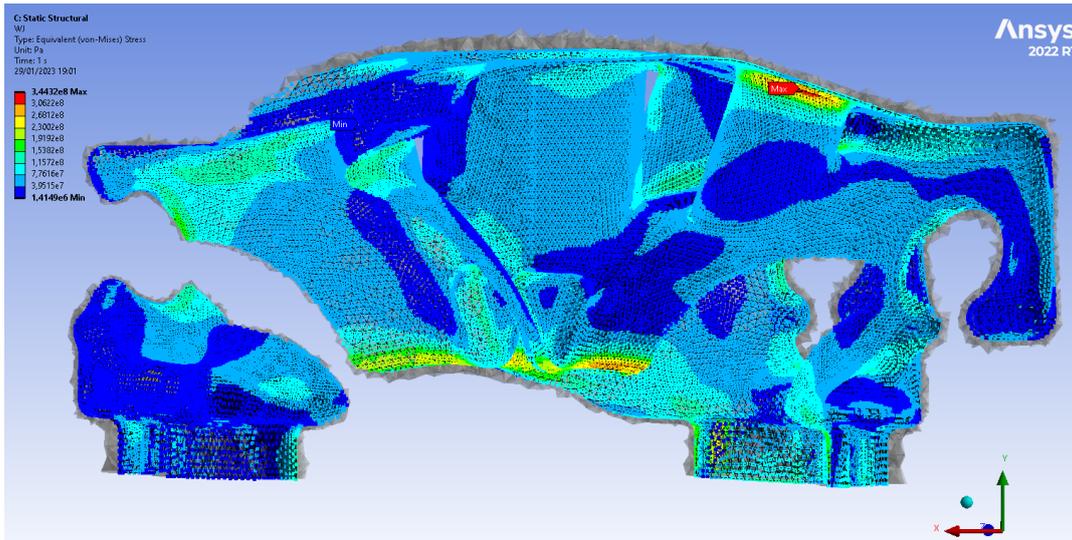


Figura 40. Nuvola di punti del Water Jacket

La “nuvola di punti” sopra riportata permette di fare considerazioni finali su quello che è il comportamento termo-strutturale della testata, nella zona attinente allo scambio termico con il fluido di raffreddamento. La tensione media che si registra è di 61 MPa e in generale si osserva come la gran parte della zona analizzata abbia stress che non superano i 150 MPa, mantenendosi pertanto nel regime elastico. Il massimo appartiene al raccordo delle sedi delle valvole di scarico, con un valore di 344 MPa, come in precedenza visto. Questa quindi risulta essere la sezione maggiormente sollecitata sulla quale verrà effettuato il processo di ottimizzazione più avanti descritto. È bene infine sottolineare come siano presenti molte aree sollecitate in maniera ridottissima e per le quali pertanto si ha a disposizione molto materiale che sarà possibile utilizzare per andare a ridurre lo stress laddove ce ne sia bisogno.

Si porta a termine quindi l’analisi descritta mostrando la distribuzione degli stress per la “nuvola di punti” in maniera più chiara al lettore avvalendosi di alcuni piani di sezione creati per una migliore visualizzazione, come mostrato in Figura 41:

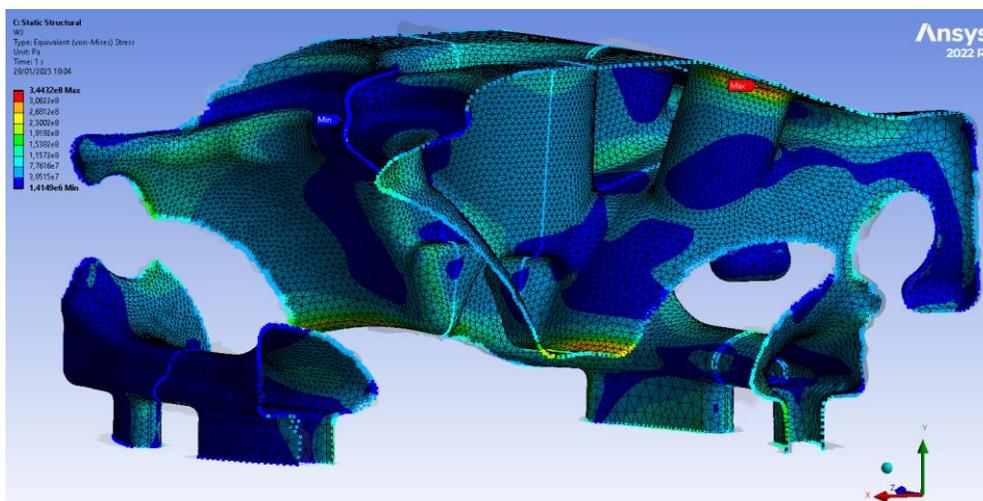


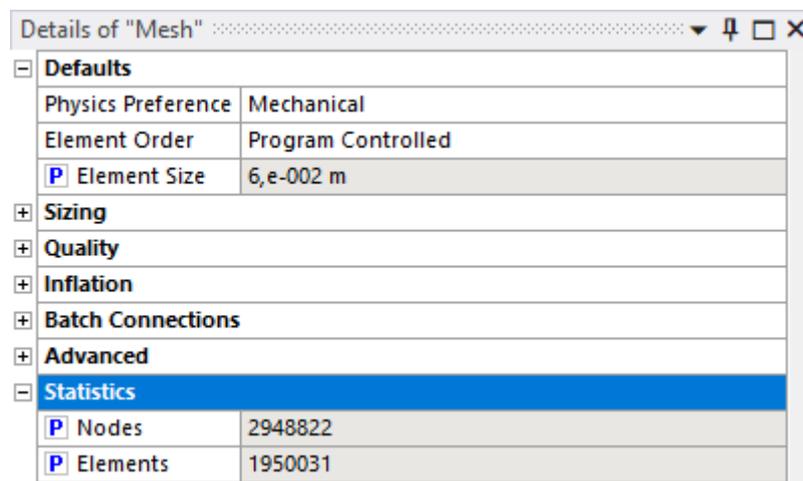
Figura 41. Visualizzazione della nuvola di punti mediante i piani di sezione

4.6 Valutazione della convergenza della mesh

Al fine di completare l'indagine termo-strutturale svolta, è stato compiuto un lavoro per valutare la convergenza della mesh. Esso ha visto la variazione delle tensioni ideali secondo il criterio di von Mises nelle aree descritte nel capitolo precedente in funzione della differente mesh adoperata per eseguire il calcolo. Nello specifico, sono stati messi a parametro i dati della stessa che sono:

- la dimensione massima dell'elemento;
- il numero di nodi;
- il numero di elementi.

In Mechanical ciò è visibile in "Details of Mesh", Figura 42, dove si ha la spunta indicata con la lettera "P":



Details of "Mesh"	
[-] Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
[P] Element Size	6,e-002 m
[+] Sizing	
[+] Quality	
[+] Inflation	
[+] Batch Connections	
[+] Advanced	
[-] Statistics	
[P] Nodes	2948822
[P] Elements	1950031

Figura 42. Parametri della mesh

Si è partiti da un valore di $0,06\text{ m}$ per poi passare gradualmente a $0,11\text{ m}$, aumentando la dimensione massima di $0,005\text{ m}$ ad ogni iterazione. Al di sotto e al di sopra degli estremi indicati non è stato possibile andare in quanto venivano a crearsi problemi relativi sia alla tempistica di calcolo, dovuta ad un eccessivo numero di elementi da processare per il calcolatore usato, sia alla qualità della mesh, troppo lasca e incapace di replicare fedelmente le curvature e le feature geometriche più dettagliate. In output, oltre alle tensioni, sono state monitorate anche la temperatura massima e media nella testata. Entrando nel "Parameter Set", con riferimento a quest'ultime si ha quanto descritto in Figura 43:

Name	P5 - Mesh Element Size	P2 - Mesh Nodes	P3 - Mesh Elements	P10 - Temperature Maximum	P11 - Temperature Average
Units	m			C	C
DP 0 (Current)	0,06	2,9488E+06	1,95E+06	388,18	165,23
DP 1	0,065	2,8696E+06	1,8994E+06	388,13	165,18
DP 2	0,07	2,772E+06	1,8359E+06	388,04	165,32
DP 3	0,075	2,6987E+06	1,7875E+06	388,18	165,54
DP 4	0,08	2,6225E+06	1,7388E+06	388,12	165,98
DP 5	0,085	2,537E+06	1,6828E+06	388,14	166,24
DP 6	0,09	2,3617E+06	1,5694E+06	388,17	166,66
DP 7	0,095	2,3051E+06	1,5317E+06	388,16	166,96
DP 8	0,1	2,2483E+06	1,4937E+06	388,11	167,02
DP 9	0,105	2,1646E+06	1,4373E+06	388,18	167,15
DP 10	0,11	2,0745E+06	1,376E+06	388,17	167,59

Figura 43. Parameter Set

Si riscontra una stabilità della temperatura massima in quanto essa varia dello 0,04% durante tutto il processo di validazione della mesh, vale a dire uno scarto praticamente irrisorio nonostante il numero di nodi ed elementi della griglia di calcolo varino del 30%. Le medesime considerazioni vanno fatte per la temperatura media in quanto lo scostamento percentuale non supera l'1,43%. In definitiva, si è potuto osservare come la variazione della dimensione degli elementi, quindi la qualità della mesh, non vada ad influenzare in maniera considerevole quella che è l'analisi termica della testata.

Si passa ora a valutare quali siano gli effetti del mutamento della griglia di calcolo su quelle che sono le tensioni massime registrate per:

- la sede dell'iniettore investita dal fluido di raffreddamento;
- il condotto di scarico investito dal fluido di raffreddamento;
- il condotto di aspirazione investito dal fluido di raffreddamento;

Si pone l'attenzione perciò sulle sezioni per le quali, nel capitolo precedente, sono state commentate le prestazioni termo-strutturali.

Per monitorare la tensione massima secondo von Mises, essa è stata presa come parametro in output nella sezione "Details of Equivalent Stress" in Mechanical, Figura 44:

Details of "Iniettore"	
Identifier	
Suppressed	No
Integration Point Results	
Display Option	Averaged
Average Across Bodies	No
Results	
<input type="checkbox"/> Minimum	4,1198e+006 Pa
<input checked="" type="checkbox"/> Maximum	1,4296e+008 Pa
<input type="checkbox"/> Average	6,1457e+007 Pa
Minimum Occurs On	Geom-1\Solid1
Maximum Occurs On	Geom-1\Solid1
Information	

Figura 44. Parametri dello stress equivalente

Anche in questo caso, la spunta con la lettera "P" sta ad indicare che il valore in esame è settato come "parameter" dell'analisi che si sta svolgendo (nell'immagine riportata si vede come il "Details" sia inerente alla sede dell'iniettore).

La convergenza della mesh verrà presentata per le zone sopra citate considerando i dati seguenti:

- numero massimo di elementi pari a 1.950.000;
- numero minimo di elementi pari a 1.376.000;
- numero massimo di nodi pari a 2.948.800;
- numero minimo di nodi pari a 2.074.500.

Per quanto riguarda la sede dell'iniettore si stabilisce che:

- il valore massimo di tensione fornito dal calcolatore si ha in corrispondenza della mesh più lasca ed è pari a 143,09 MPa;
- il minimo si ha con una dimensione di 0,09 *m* la cui intensità è di 140,71 MPa;
- la variazione percentuale è dell'1,7%.

Per la zona dello scarico investita dal fluido di raffreddamento, i valori di interesse da considerare ai fini dello studio sono:

- lo stress massimo sperimentato, in questo caso per la griglia di calcolo avente gli elementi con dimensione massima di 0,1 *m*, il cui valore è di 356,09 MPa;
- lo stress minimo pari a 336,92 MPa, ottenuto utilizzando la mesh più fitta, vale a dire quella con elementi non più grandi di 0,06 *m*;
- la variazione percentuale che si attesta sul valore del 5,4%.

Ci si focalizza a questo punto sulla sezione afferente ai condotti di aspirazione rivestita dal fluido atto al raffreddamento della testata. Si ottiene quanto segue:

- valore di tensione massima raggiunta pari a 241,23 MPa che si manifesta quando la dimensione massima degli elementi è di 0,085 *m*;
- valore minimo dello stress pari a 234,02 MPa, in corrispondenza di 0,1 *m*;
- variazione tra i due che è pari al 3%.

Per quanto riguarda il water jacket valgono le medesime considerazioni fatte per lo scarico in quanto quest'ultimo è di fatto il punto più sollecitato di tutta l'area investita dal fluido di raffreddamento.

In conclusione, si denota che la complessità della geometria rende impossibile l'ausilio di una mesh lasca, vale a dire una griglia con elementi la cui dimensione massima sia superiore a 0,11 *m*, per tutte le zone analizzate. Pertanto, per mesh sostenibili, si dimostra che la tensione massima di von Mises oscilla attorno allo stesso valore e che quindi il test di convergenza svolto mette in luce come ci si trovi su valori da ritenersi accettabili per tutte le configurazioni studiate.

Capitolo 5

Presentazione dell'ottimizzazione strutturale

Nei capitoli precedenti sono state affrontate l'analisi termica e quella strutturale con l'intento di descrivere ed esaminare le sollecitazioni agenti sulla testata e gli effetti di quest'ultimi sul suo stato tensionale. È emerso come essa possa essere sottoposta ad un processo di ottimizzazione strutturale mirato all'abbassamento del picco degli stress localizzati in determinate aree. Per farlo, si farà uso del software RBF-Morph e quindi del BGM le cui caratteristiche e il loro funzionamento sono stati in precedenza descritti nei capitoli ad essi dedicati. Si procederà, quindi, presentando come si articola il workflow dell'ottimizzazione a seguito dell'analisi FEM per poi mostrare come essa sia stata adoperata per migliorare le caratteristiche della testata.

5.1 Workflow dell'ottimizzazione

Terminato lo studio termo-strutturale, si è potuto comprendere come ci siano delle concentrazioni di tensione in delle specifiche zone della testata che devono essere ridotte al fine di preservare il componente. Per adempiere a tale scopo, si adopererà il BGM integrato nel software RBF-Morph, il cui compito è quindi quello di ottenere la geometria ottimizzata mediante il mesh morphing. Nel proseguo del capitolo se ne illustra il workflow.

La geometria di base viene prima studiata mediante una valutazione FEM al fine di calcolare ed estrarre il campo di sollecitazione presente nella struttura, come infatti è stato sviluppato per l'analisi termica e strutturale. Impostando opportunamente a questo punto il problema di mesh morphing, è possibile restringere l'operatività del problema di deformazione ad una porzione specifica del dominio, imponendo condizioni al contorno di morphing che dipendono dai requisiti geometrici. In questo modo, è possibile mantenere come fisse determinate porzioni selezionate della geometria, applicando così l'azione BGM solo a un insieme specificato di nodi di superficie e lasciare le restanti regioni non selezionate libere di deformarsi per adattarsi all'azione di morphing. A questo punto, solo per i nodi che sono stati selezionati per essere spostati, il campo di spostamento BGM viene calcolato secondo l'equazione:

$$S_i = \frac{\sigma_i - \sigma_{th}}{\sigma_{max} - \sigma_{min}} d$$

Presentata nel capitolo 3.5, Modifica automatica delle superfici usando RBF e BGM.

Questo campo di deformazione viene quindi applicato al problema del morphing ridimensionando gli spostamenti in base al fattore di amplificazione, d , e la mesh trasformata viene quindi impiegata in una nuova valutazione FEM. Il valore del fattore di amplificazione può essere regolato manualmente o definito come risultato di un algoritmo di ottimizzazione scelto dall'utente. Viene quindi eseguito un nuovo ciclo di iterazione sulla rete deformata, ottenendo un cambio di forma evolutivo se è possibile ottenere un ulteriore miglioramento funzionale; in caso contrario, se invece è stato raggiunto un minimo locale, e non si possono ottenere ulteriori miglioramenti, il ciclo termina, restituendo la geometria ottimizzata in funzione delle impostazioni adoperate dall'utente.

Nell'operato argomento della tesi, il flusso di lavoro BGM proposto è stato intrapreso impiegando ANSYS Mechanical come risolutore FEA.

Per meglio comprendere il flusso di lavoro che è stato implementato, si mostra quanto finora descritto mediante la Figura 45:

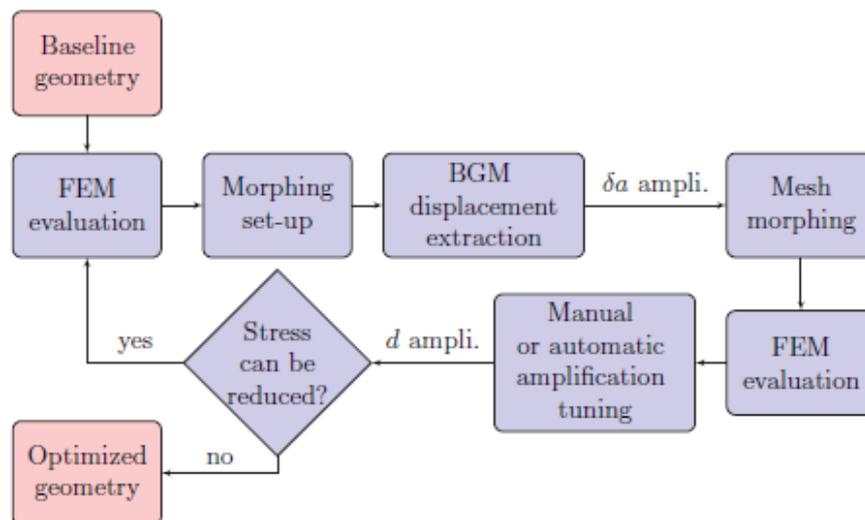


Figura 45. Workflow del BGM

Tutto ciò che d'ora in poi sarà descritto per ottimizzare la testata, farà riferimento a quanto sopra riportato, ottenendo pertanto una dimostrazione di come possa essere utilizzato il BGM per migliorare i componenti meccanici. Il processo di ottimizzazione verrà impiegato per abbassare le tensioni di picco per:

- la sede dell'iniettore;
- i condotti di scarico;
- i condotti di aspirazione.

Le operazioni da seguire saranno:

- creazione di "Named Selections" con l'intento di differenziare le regioni non interessate dal morphing da quelle che invece lo subiscono;
- impostazione del Set-Up di RBF-Morph per definire i parametri che guideranno il processo di ottimizzazione;
- selezione della tensione massima e del volume totale del componente in modo da renderli valori di output del processo;
- creazione dei Design Point (DP) nel Parameter Set, ad ognuno dei quali corrisponde la geometria ottimizzata rispetto al DP precedente;
- selezione dell'opzione "Retain" del Parameter Set al fine di poter visualizzare le geometrie per ogni DP generato;
- specifica del "From Previous Updated" nel Parameter Set al fine di compiere l'ottimizzazione sulla geometria del DP precedente;
- valutazione dell'andamento degli stress e del volume a seguito del BGM;

Quanto sopra, va ad accodarsi all'analisi termo-strutturale compiuta per la testata e con la quale è stato possibile valutare le sollecitazioni e quindi la distribuzione degli stress per la stessa. È bene ribadire, infine, che la mesh con la quale verrà effettuato il BGM è quella i cui elementi hanno dimensione massima pari a $0,09\text{ m}$. Essa infatti, consente anche in questo caso, un giusto bilanciamento tra qualità della stessa e tempi di calcolo, molto onerosi poiché lo studio termico e quello strutturale devono essere ripetuti ad ogni iterazione, variando di volta in volta la geometria di riferimento.

5.2 Ottimizzazione della sede dell'iniettore

La distribuzione degli stress che caratterizza la sede dell'iniettore investita dal water jacket è stata analizzata in precedenza, potendo osservare come ci sia un picco della tensione localizzato dove la geometria ha un raggio di raccordo molto basso. Seppure lo stress registrato sia abbondantemente al di sotto del limite di snervamento del materiale da costruzione impiegato, si mostra, come il BGM sia stato adoperato per andare ad ottimizzare la zona sotto esame, al fine di ridurre ancor di più la tensione.

Per poter effettuare il morphing, bisogna dapprima specificare quali siano le aree su cui lavorare e quelle invece da tenere fuori dal processo di ottimizzazione. Per fare ciò, ci si avvale delle "Named Selections" che consentono di selezionare determinati nodi della mesh per i quali andare ad applicare gli spostamenti richiesti dal morphing. Nel caso in esame esse sono:

- "dominio", con la quale si seleziona l'insieme di punti che compongono tutta la regione interessata dal processo di morphing;
- "fisso_cl_lat", in cui si isolano i nodi della mesh facenti parte del bordo laterale del "dominio";
- "fisso_cl_bas1", che definisce i nodi del bordo inferiore del "dominio";
- "fisso_cl_bas2", che definisce i nodi del bordo superiore del "dominio";
- "fissi", unione delle tre precedenti "Named Selections" per selezionare i nodi di volume del dominio che dovranno rimanere fissi durante il processo di ottimizzazione;
- "fisse_sup_nod", per individuare i nodi delle superfici facenti parte del dominio le cui posizioni non dovranno cambiare durante il morphing.

Le precedenti selezioni, sono state create considerando un sistema di riferimento cilindrico posto nel centro del foro dell'iniettore così da rendere più agevole l'individuazione dei nodi necessari.

Per quanto riguarda la "Named Selection" "dominio", essa è composta da 229.894 nodi ed è stata generata andando a considerare un cilindro di raggio 0,028 m, rispetto al centro del sistema di riferimento cilindrico, che viene poi tagliato sopra e sotto per prendere una porzione di volume che vada ad inglobare la sede dell'iniettore in maniera completa. In particolare, al fine di evitare che aree della zona da ottimizzare vadano a finire sul bordo del "dominio", compromettendo quindi l'ottimizzazione, esso è leggermente più esteso della stessa così che si possano comprendere nella selezione delle fasce di nodi la cui posizione rimane inalterata. Si riporta nella Figura 46 quanto esposto sottolineando come di fatto la sede dell'iniettore ricada nella selezione creata che racchiude anche parte dei condotti di aspirazione e scarico. Si ha perciò:

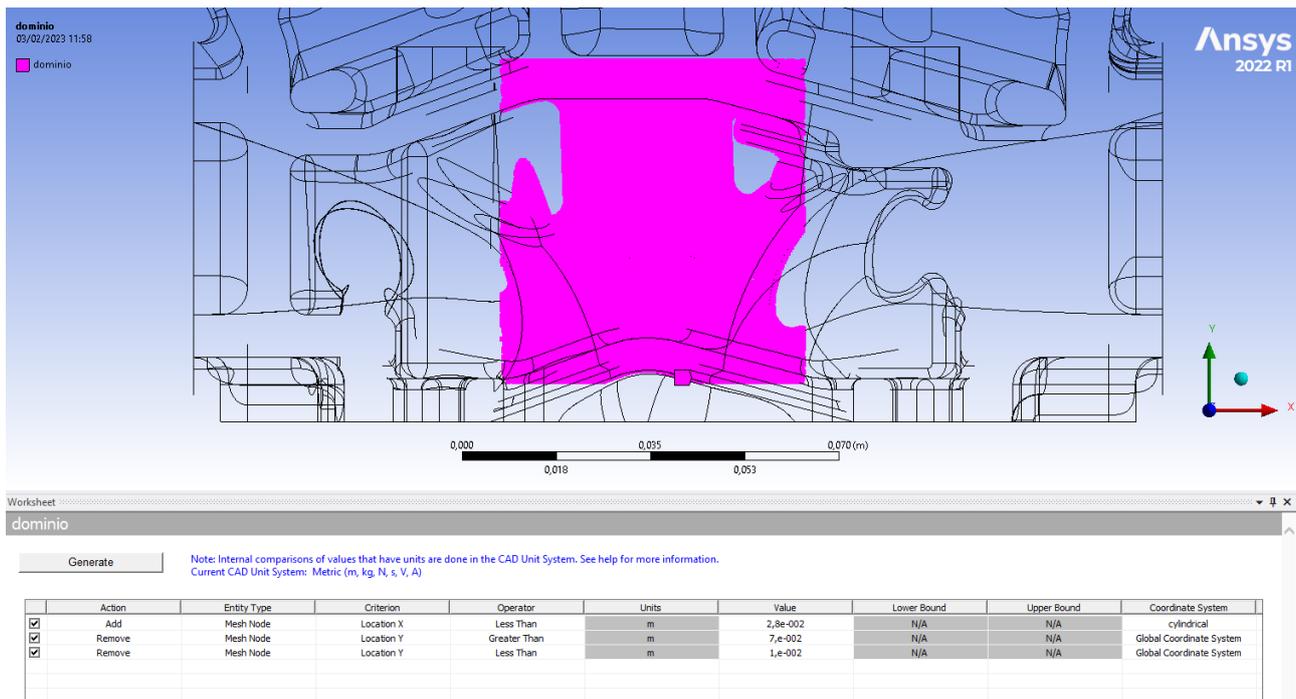


Figura 46. Named selection "dominio"

Definita la regione totale su cui verrà impostato il morphing, si passa alla descrizione delle selezioni che comprendono l'insieme di nodi che devono mantenere le posizioni della geometria di base. Questo viene fatto per evitare che ci siano degli "strappi" nella mesh. Se infatti venisse concesso a tutti i nodi, compresi quelli di bordo, di spostarsi, quest'ultimi andrebbero poi a creare delle incongruenze con quelli fuori dal "dominio" impossibilitati a muoversi. Si definiscono pertanto delle regioni che fanno parte del "dominio" e che quindi delimitano la zona per la quale verrà calcolata la nuova posizione dei nodi, ottenendo un buffer dove la mesh si può deformare. Ciò consente di ottenere una deformazione morbida, dallo spostamento nullo a quello imposto. Queste sono: "fisso_cl_lat", "fisso_cl_bas1" e "fisso_cl_bas2" per le quali la creazione ha seguito lo stesso procedimento della selezione precedente. Infatti, avvalendosi sempre del riferimento cilindrico posto nel foro della sede dell'iniettore, sono stati selezionati i nodi che compongono rispettivamente il contorno laterale, inferiore e superiore che racchiude l'area su cui applicare il BGM. I tre hanno un totale di nodi pari a 37.973. Sono stati uniti in un'unica "Named Selection" che è stata denominata con "fissi" al fine di rendere più efficiente la loro selezione in quello che è il Set-Up di RBF-Morph. Essa comprende dei nodi dei condotti di aspirazione, dei condotti di scarico ma anche parte del cielo della testata e del foro di passaggio dell'iniettore. Queste zone non possono essere soggette a morphing poiché una loro alterazione geometrica andrebbe a compromettere il corretto funzionamento del motore. Una modifica dei condotti e del cielo potrebbe comportare perdite fluidodinamiche e cali di potenza, una differente conformazione del cielo causerebbe una variazione del rapporto di compressione e infine, se il foro dell'iniettore fosse soggetto a morphing, cambierebbe forma e dimensione rischiando di non essere più adatto. Visto quanto sopra espresso, si riporta la Figura 47 che mostra la selezione denominata con "fissi":

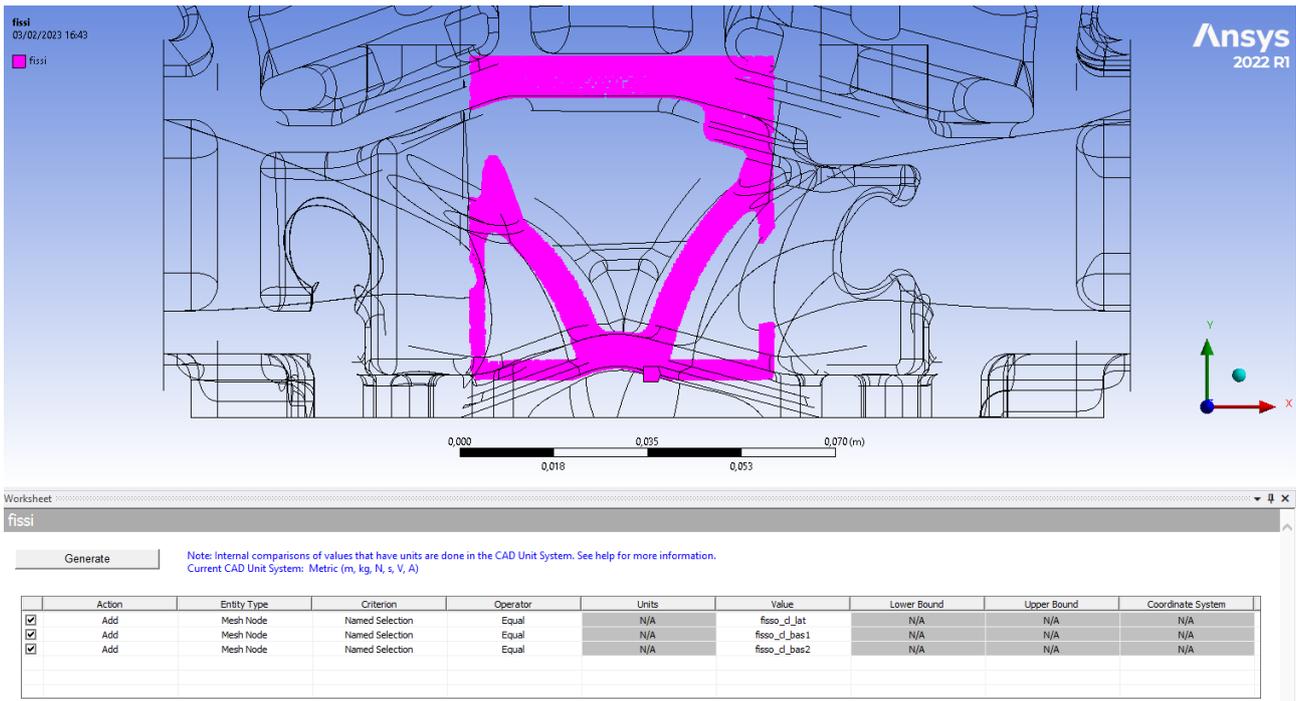


Figura 47. Named selection "fissi"

Infine, vanno resi fissi i nodi delle superfici che fanno parte del "dominio" ma per i quali non è ammessa la variazione di posizione, come fatto per quelli di volume in precedenza. Essi riguardano ancora una volta i condotti di aspirazione e scarico, il cielo e il foro di passaggio dell'iniettore, per i motivi esposti in precedenza. Si selezionano pertanto le superfici degli stessi, Figura 48:

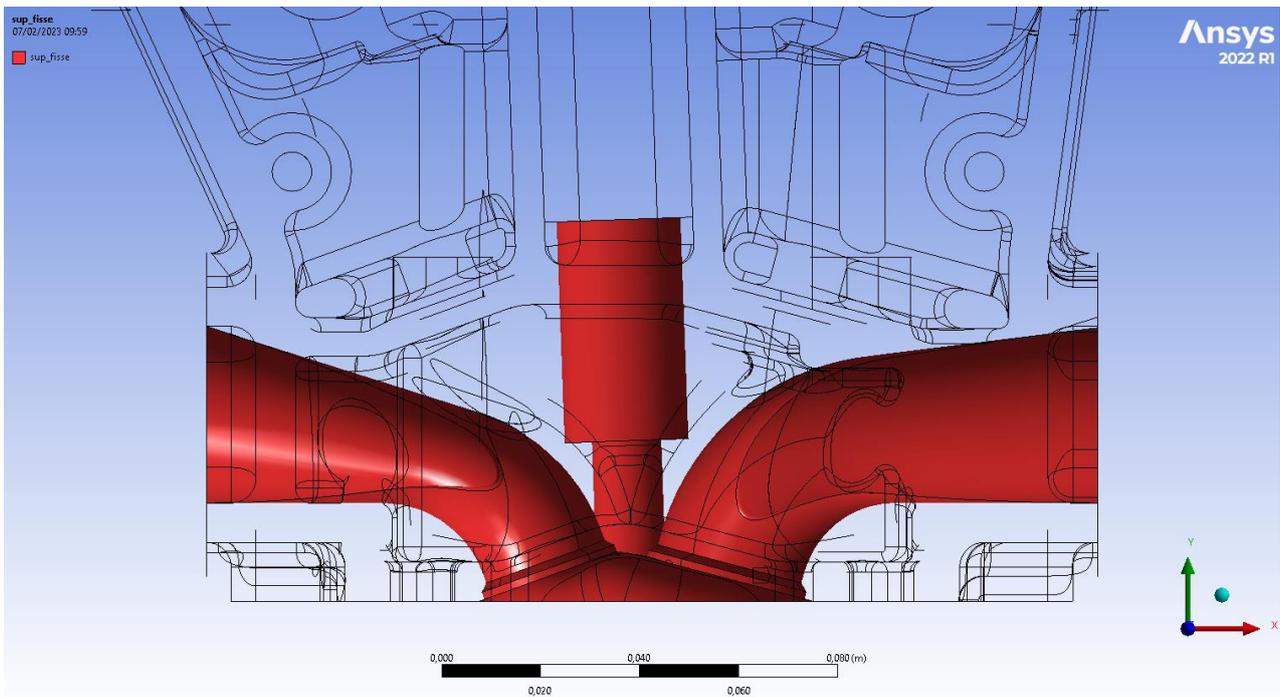


Figura 48. Superfici fisse

Le superfici vengono convertite in nodi della mesh per ottenere la selezione denominata "fisse_sup_nod", Figura 49:

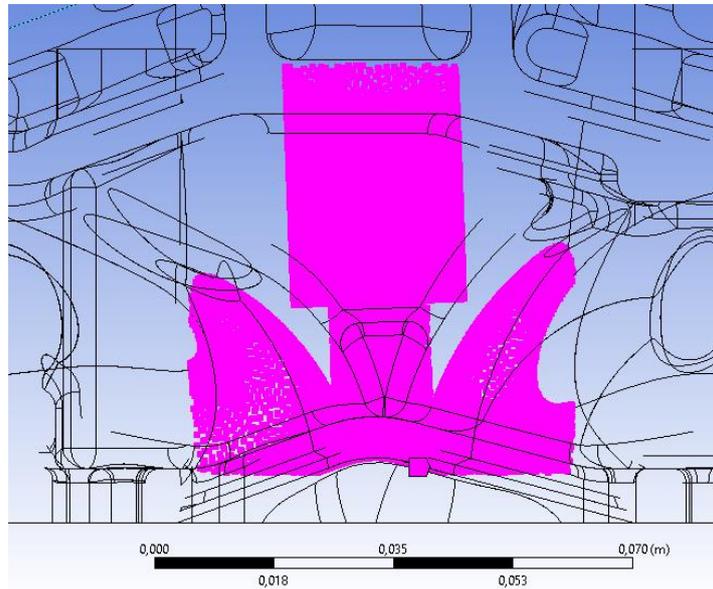


Figura 49. Named selection "fisse_sup_nod"

A questo punto, si può passare alla preparazione dell'ottimizzazione, Figura 50. Si abilita quindi RBF-Morph, con i relativi tools, in Workbench. Aprendo Mechanical si ha la possibilità di impostare l'RBF Morph Set Up, specificando quanto segue:

- BGM Mode su "off" che permette una iterazione progressiva dell'operazione di morphing fintanto che l'ottimizzazione è possibile, compatibilmente con la deformazione della mesh;
- BGM Driver ID sul valore "2", per indicare che il BGM venga applicato con il fine di ridurre le tensioni, valutate nello "Static Structural" che è proprio il secondo blocco (indicato infatti nel BGM Driver Name);
- Shape ID sul valore 0, trattandosi della baseline, ovvero della geometria di partenza e selezione dello stesso come parametro attivando la spunta con la "P". Grazie a ciò, verranno creati i vari DP per le iterazioni di ottimizzazione.

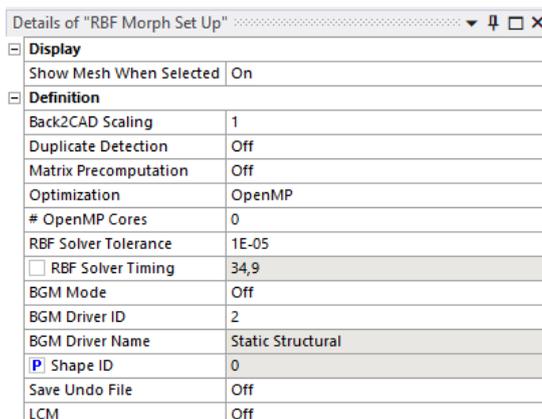


Figura 50. RBF set up

Successivamente, si aggiunge la “Region”, Figura 51, con la quale si definisce la regione interessata dal processo di ottimizzazione; essa è pertanto la selection denominata “dominio”.

Details of "RBF Region"	
Node Selection	
Scoping Method	Named Selection
Named Selection	dominio
Definition	
Transformation	Translation
Translation Definition	Manual
<input type="checkbox"/> Delta x	0 m
<input type="checkbox"/> Delta y	0 m
<input type="checkbox"/> Delta z	0 m
RBF Function	
Degree	1
Combine Select	
Acting On	Undeformed
If Selected Nodes Overlap	Sum
Coord Filtering	No
RBF Problem	
<input type="checkbox"/> Source	66903
<input type="checkbox"/> Target	229484

Figura 51. Set up "Region"

Si creano poi le “Source” della “Region”, vale a dire le aree appartenenti al “dominio” che in parte rimarranno fisse e in parte saranno sottoposte al BGM. Quelle fisse sono denominate “volume_fixed_nodes” e “surface_fixed_nodes”, nelle quali si selezionano rispettivamente le selections “fissi” e “fisse_sup_nod”, Figura 52:

Details of "volume_fixed_nodes"	
Node Selection	
Scoping Method	Named Selection
Named Selection	fissi
Definition	
Transformation	Translation
Translation Definition	Manual
<input type="checkbox"/> Delta x	0 m
<input type="checkbox"/> Delta y	0 m
<input type="checkbox"/> Delta z	0 m
RBF Function	
Degree	1
Combine Select	
Acting On	Undeformed
If Selected Nodes Overlap	Sum
Coord Filtering	No
RBF Problem	
<input type="checkbox"/> Source	0
<input type="checkbox"/> Target	37973

Details of "surface_fixed_nodes"	
Node Selection	
Scoping Method	Named Selection
Named Selection	fisse_sup_nod
Definition	
Transformation	Translation
Translation Definition	Manual
<input type="checkbox"/> Delta x	0 m
<input type="checkbox"/> Delta y	0 m
<input type="checkbox"/> Delta z	0 m
RBF Function	
Degree	1
Combine Select	
Acting On	Undeformed
If Selected Nodes Overlap	Sum
Coord Filtering	No
RBF Problem	
<input type="checkbox"/> Source	0
<input type="checkbox"/> Target	24022

Figura 52. Set up "volume_fixed_nodes" e "surface_fixed_nodes"

La "Source" a cui è affidata l'impostazione del BGM, invece, è denominata "sculptured_surface". Rimangono quindi da specificare per essa i parametri che regolano l'ottimizzazione della superficie sotto esame. Per prima cosa, quindi, si selezionano le facce che compongono la sede dell'iniettore investita dal water jacket, il cui andamento degli stress è stato analizzato in precedenza. A seguito di ciò è possibile definire i termini del BGM.

Essi sono:

- "Transformation", poiché trattasi di una trasformazione per la quale è previsto uno spostamento della superficie si seleziona "Surface Offset";
- "Offset Type", per indicare che il valore dello spostamento è guidato dal valore della tensione si abilita "Driven Value";
- "Offset Along", impostato su "Surface Normal" in quanto trattasi di spostamento ortogonale alla superficie che si ottimizza;
- "Value Type", in cui si indica mediante "von Mises Stress" che l'ottimizzazione sarà guidata dal valore massimo della tensione ideale con l'obiettivo di ridurlo quanto più possibile;
- "Threshold Value", il cui scopo è quello di definire il valore di soglia che fa da riferimento durante le iterazioni. Nello specifico, assunto un determinato valore di tensione, tutte le zone il cui stress è al di sopra di esso vengono interessate dall'aggiunta di materiale al fine di abbassarlo. Qualora, invece, il valore di soglia sia posto pari a 0 MPa si aggiunge materiale in tutte le aree della superficie da ottimizzare;
- "Max Surf Offset", esso definisce la somma totale massima ottenibile tra quanto materiale viene tolto dove non serve e quanto ne viene aggiunto dove invece è necessario. Trattandosi di spostamenti, esso è misurato in *m*.

Quanto sopra, in Mechanical appare come mostrato in Figura 53:

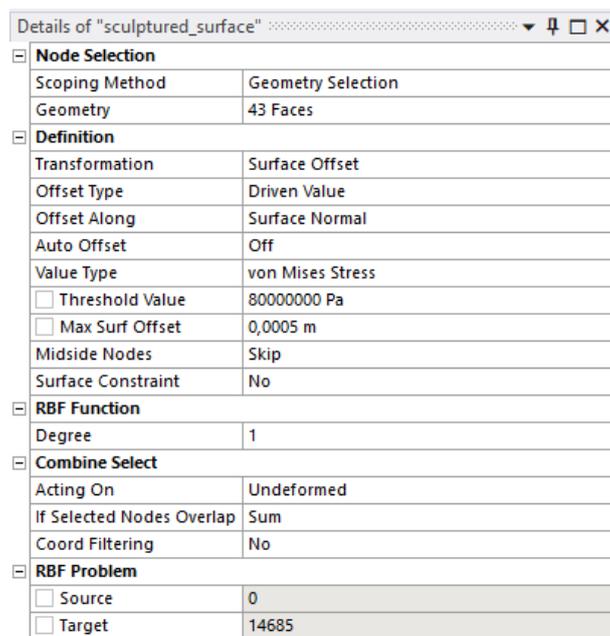


Figura 53. Set up "sculptured_surface"

A questo punto, scelti come parametri la tensione massima e il volume totale, selezionati i termini dei DP esposti in precedenza, si applica il BGM per la sede dell'iniettore in due casi:

- threshold pari a 80 MPa e offset di 0,0005 *m*;
- threshold pari a 0 MPa e offset di 0,0003 *m*.

Con riferimento al primo caso, il processo di ottimizzazione è rappresentato dal Grafico 1, per il quale in ascissa si riporta il numero di DP generati e in ordinata il valore della tensione. Si ha pertanto:

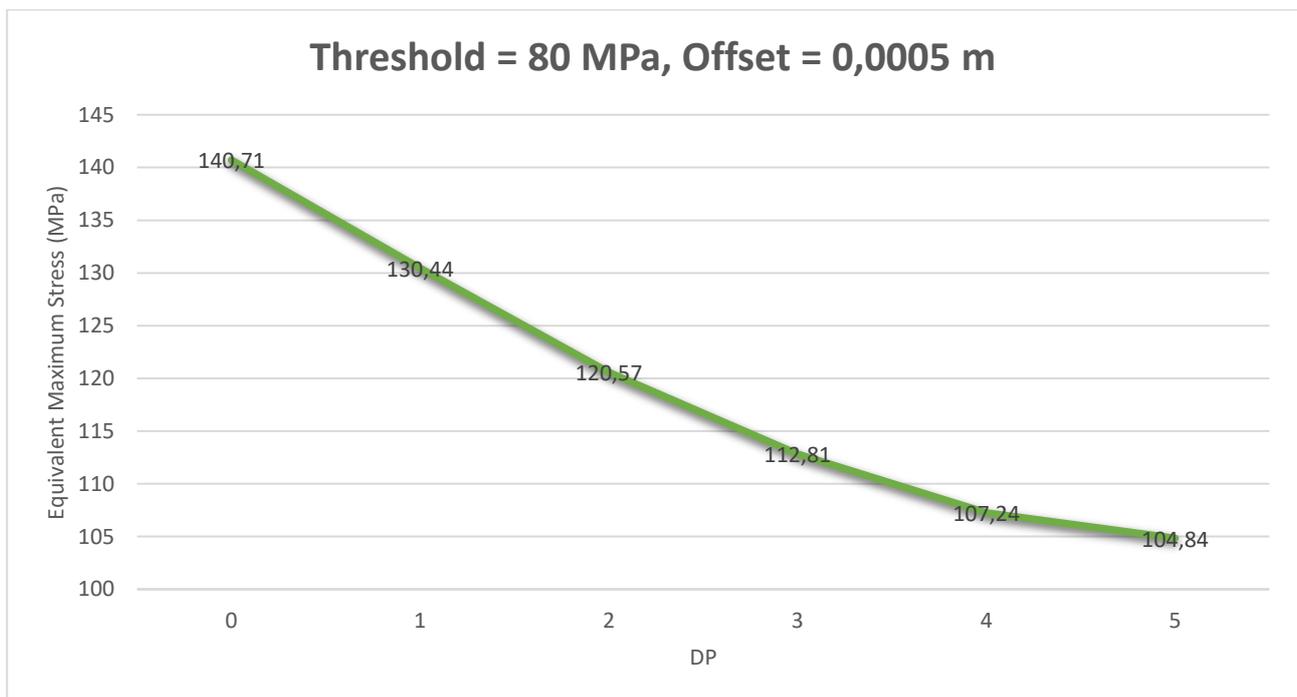


Grafico 1. Primo caso di ottimizzazione

Se ne deduce che:

- i DP necessari a completare l'ottimizzazione strutturale sono sei, oltre i quali il BGM si interrompe a causa dell'elevata deformazione della mesh;
- si ha una riduzione di circa 10 MPa per i DP1 e DP2, successivamente l'andamento tende a convergere verso il valore di tensione registrato al DP5;
- lo stress si attenua fino a raggiungere il valore di 104,84 MPa, il che comporta una riduzione complessiva della tensione del 25,5%.

Si mette in evidenza, infine, che l'ottimizzazione è stata compiuta imponendo un valore di soglia di 80 MPa il che significa che il calcolatore ha tolto materiale dove lo stress era minore e lo aggiunto dove richiesto, comportando una variazione del volume. Nello specifico, per la porzione della testata in esame, esso ha subito complessivamente una diminuzione passando da $1050,8 \text{ cm}^3$ a 1049 cm^3 comportando perciò una riduzione del peso di 4,77g. Seppure sia un valore esiguo, dimostra come con l'ausilio del BGM sia possibile ottimizzare la sede dell'iniettore non solo ridistribuendo materiale ma persino togliendolo dove non necessario.

Per quanto riguarda la distribuzione degli stress, la configurazione ottimizzata è riportata in Figura 54, avvalendosi della medesima scala di tensione usata per il DP0 quando è stata affrontata l'analisi tensionale:

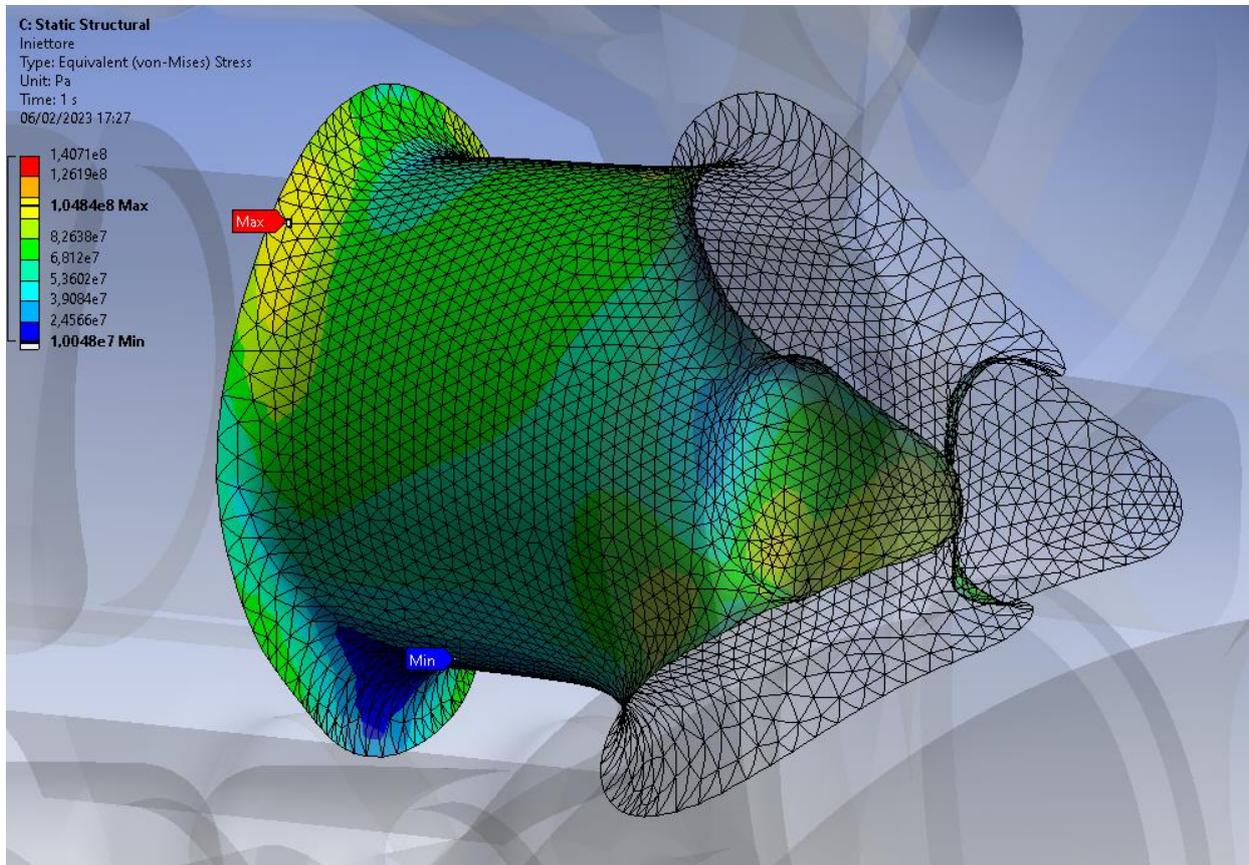


Figura 54. Stato tensionale DP5

Si osserva come le tensioni siano uniformemente distribuite e pari a 62 MPa, valor medio della configurazione ottimizzata. Il valore minimo è salito 10 MPa, in confronto ai 4,2 MPa di partenza, situato sempre nella zona più vicina ai condotti di aspirazione, di fatto meno sollecitata rispetto al lato caldo della testata. Il picco degli stress si è notevolmente attenuato, come visto in precedenza e ora è in corrispondenza del raccordo superiore verso i condotti di scarico, contraddistinto dal simbolo "Max". In effetti, dove nella configurazione DP0 si aveva uno stato tensionale prossimo ai 141 MPa, nel DP5 la zona risulta avere una sollecitazione interna minore che si attesta approssimativamente intorno ai 100 MPa. Il massimo si è quindi spostato poiché la geometria è stata modificata mediante il BGM.

Per quanto riguarda la nuova configurazione ottimizzata, essa può essere confrontata con la baseline mediante il software Enight, atto proprio al post processing. Si mostra in Figura 55, il confronto tra il DP0 e il DP5, che sono la geometria baseline, l'immagine di sinistra e quella ottimizzata, l'immagine di destra. Questo ordine verrà usato per tutte le ottimizzazioni. Si ha perciò:

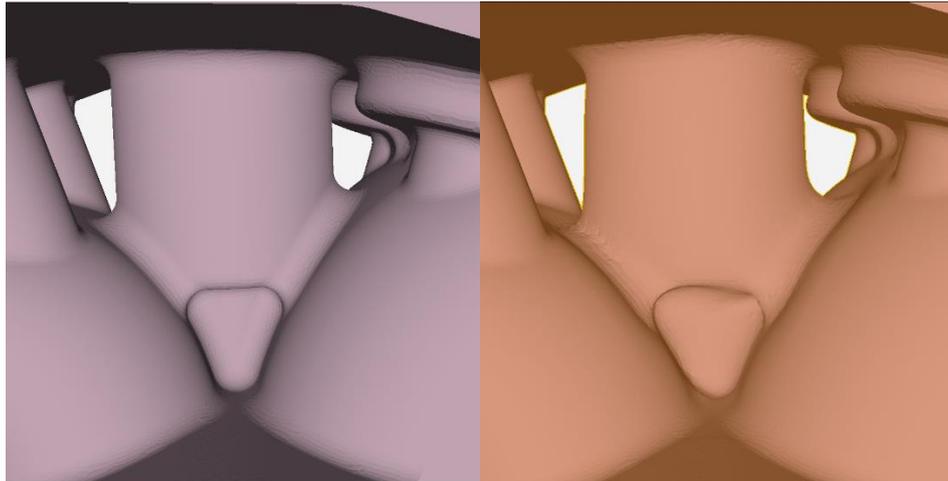


Figura 55. Confronto DP0-DP5

Analizzando le due configurazioni poste a confronto, si osserva come il BGM sia andato ad agire modificando diverse aree della sede dell'iniettore. Per quanto riguarda il raccordo superiore che collega la sede del foro con la testata, esso è stato ampliato andando ad assumere un profilo "ondulatorio" nella parte alta. Si nota in effetti come del materiale sia stato asportato rispetto alla baseline poiché in tale zona lo stress era minimo; l'iterazione ha pertanto fatto subire alla geometria una variazione di forma come ci si aspettava. Se ci si sofferma ora sulla superficie cilindrica che avvolge l'iniettore, è evidente come essa abbia subito una riduzione del diametro. Sovrapponendo infatti le due configurazioni, si nota come, dal lato dei condotti di aspirazione, ci sia stata un'asportazione del materiale che è andata ad interessare anche il collegamento con i condotti stessi. Il morphing ha provveduto perciò a modificare la geometria rendendola meno voluminosa e più efficiente nella area dove le temperature in gioco sono le minori sperimentate dal componente. Dal lato opposto, vale a dire quello rivolto verso i condotti di scarico, il mutamento a cui si assiste è minore del precedente, trattandosi di una zona in cui gli stress sono notevoli. Infatti, la sottrazione di materiale è andata ad interessare la parte alta della geometria per un'estensione molto ridotta, comportando una riduzione minore della sezione rispetto a quanto visto in precedenza. Tale diminuzione ha riguardato anche il collegamento tra sede e condotti del lato caldo, dove la variazione morfologica ha interessato il raccordo e la superficie esterna degli stessi. Infine, dove si uniscono sede dell'iniettore, condotti di scarico e aspirazione, si è assistito ad un cambiamento di forma al fine di ottimizzare la zona più sollecitata. In particolare, dove si aveva il picco degli stress il calcolatore ha aumentato lo spessore di materiale, necessario per ridurre la tensione, mentre dove non necessario, il materiale è stato rimosso, ottenendo la configurazione finale. Essa è ben distinguibile dall'iniziale poiché la zona di interesse non ha più una simmetria rispetto all'asse del foro ma la forma è più distorta, in modo da soddisfare le esigenze di materiale che consentono la riduzione degli stress.

Come anticipato, per la sede dell'iniettore sono state compiute due ottimizzazioni; la prima ha visto l'uso del threshold posto pari a 80 MPa, con il quale è stato possibile ridistribuire materiale dove più necessario e i cui effetti sono stati appena discussi. Per la seconda invece si prescrive un threshold pari a 0 MPa, il che significa, per il calcolatore, andare a mettere materiale ovunque finché possibile con l'intento di ottimizzare la struttura e abbassare gli stress; il tutto prevedendo questa volta un offset massimo di 0,0003 m. Avvalendosi del Grafico 2, si riportano i risultati ottenuti:

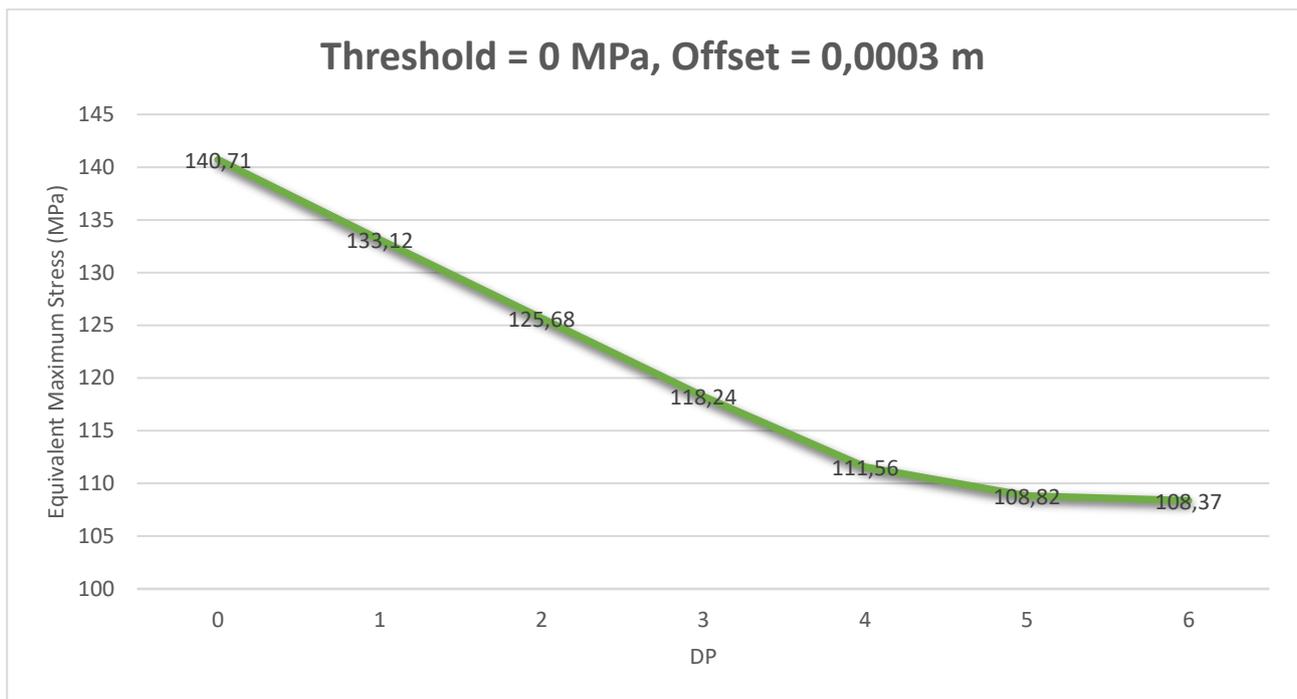


Grafico 2. Secondo caso di ottimizzazione

Se ne deduce che:

- i DP necessari a completare l'ottimizzazione strutturale sono sette, come nel caso precedente;
- si ha una riduzione di circa 7 MPa fino al DP4, successivamente l'andamento tende a convergere verso il valore di tensione registrato al DP6;
- lo stress si attenua fino a raggiungere il valore di 108,37 MPa, il che comporta una riduzione complessiva della tensione del 23%.

Si mette in evidenza, che l'ottimizzazione è stata compiuta con l'intento questa volta di aggiungere materiale senza rimuoverlo da nessuna parte soggetta al processo di morphing; il che ha comportato un aumento del volume. Nello specifico, per la porzione della testata in esame, si è passati da 1050.8 cm^3 a 1052.6 cm^3 con un incremento del peso di 4,7g. In tal caso, quindi, la struttura è stata ottimizzata riducendo le tensioni ma al tempo stesso ciò ha aumentato le dimensioni della porzione soggetta a morphing.

Si passa pertanto all'analisi delle tensioni per la geometria ottimizzata, vale a dire per il DP6, Figura 56:

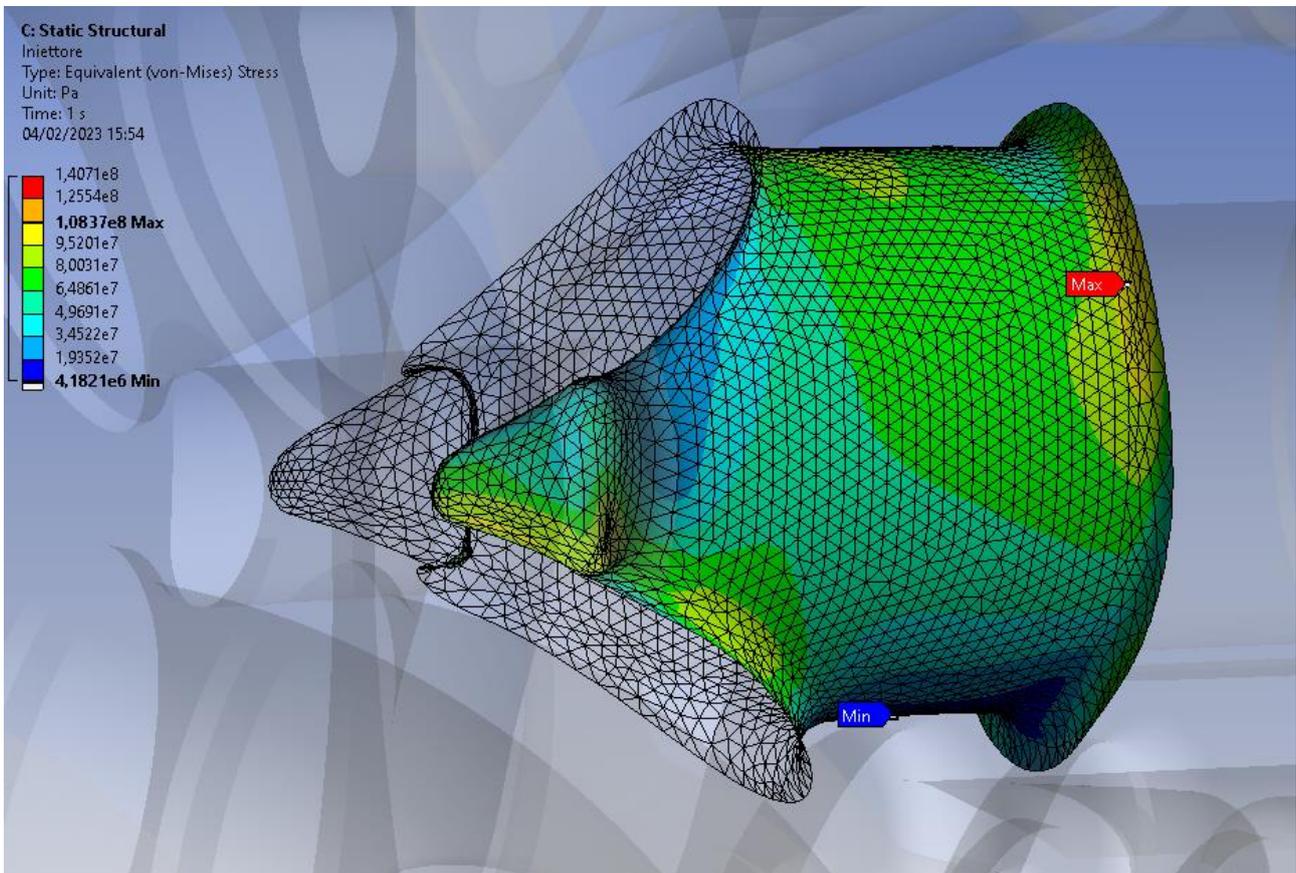


Figura 56. Stato tensionale DP6

Gli stress sono uniformemente distribuiti su buona parte della superficie e il valor medio della configurazione ottimizzata è 60 MPa. Il valore minimo si è rimasto invariato rispetto al DP0, situato sempre nella zona più vicina ai condotti di aspirazione, di fatto meno sollecitata rispetto al lato caldo della testata. Il picco degli stress si è notevolmente attenuato, come visto in precedenza e ora è in corrispondenza del raccordo superiore verso i condotti di scarico, contraddistinto dal simbolo "Max". In effetti, dove nella configurazione DP0 si aveva uno stato tensionale prossimo ai 141 MPa, nel DP6 la zona risulta avere una sollecitazione interna nettamente più bassa che si attesta approssimativamente intorno ai 100 MPa. Il massimo si è quindi spostato poiché la geometria è stata modificata mediante il BGM.

Anche in questo caso, con l'ausilio di Enight si fa la comparativa tra DP0 e DP6, Figura 57. Come fatto per l'ottimizzazione precedente, si confrontano le geometrie della baseline e della configurazione ottimizzata, nelle illustrazioni che seguono:

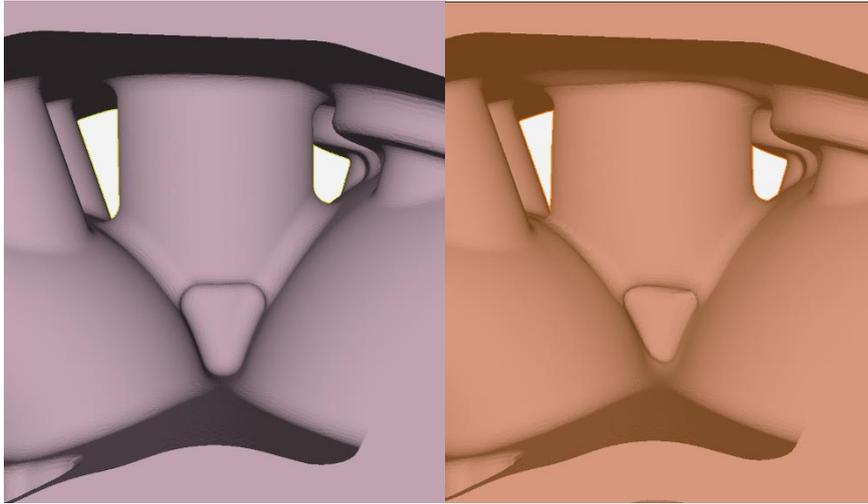


Figura 57. Confronto DPO-DP6

Trattandosi di un'applicazione nella quale il valore di soglia è stato posto pari a 0 MPa, il morphing ha agito andando ad aumentare complessivamente il volume della sede dell'iniettore. Si denota come la superficie superiore della zona di collegamento tra l'iniettore e la testata abbia subito un incremento dello spessore rendendola di fatto non più planare; nella geometria ottimizzata, essa è caratterizzata, quindi, da un raggio di raccordo più ampio e spesso la cui funzione è quella di ridurre le tensioni interne. Per quanto riguarda il corpo della sede, il diametro esterno è stato incrementato lungo tutto lo sviluppo verticale; in special modo, dalla parte dei condotti di scarico, lo spessore ha subito un considerevole aumento per favorire l'abbassamento degli stress dovuti al carico termico cui è soggetta la zona sotto analisi. Ulteriori modifiche volte al miglioramento delle condizioni strutturali hanno riguardato le porzioni di collegamento tra la sede ed ambedue i condotti, dove si avevano delle concentrazioni delle tensioni dovute alla presenza dei raccordi. Questi e le zone ad essi limitrofe sono state proiettate verso l'esterno irrobustendo la struttura come previsto dal processo di ottimizzazione impostato.

5.3 Ottimizzazione dei condotti di scarico

Lo stress presente nella superficie dei condotti di scarico a contatto con il fluido di raffreddamento è stato analizzato in precedenza, potendo osservare come ci sia un picco della tensione localizzato nel raccordo superiore delle sedi delle valvole. La tensione agente è superiore al limite di snervamento e quindi va ridotta per preservare l'integrità strutturale. Per adempiere a tale obiettivo si usa BGM ottimizzando la zona sotto esame e mettendo in sicurezza il componente.

Per poter effettuare il morphing, bisogna dapprima specificare quali siano le aree su cui lavorare e quelle invece da tenere fuori dal processo di ottimizzazione, nello stesso modo visto per l'iniettore. Per fare ciò, si creano le "Named Selections" necessarie che nel caso in esame sono:

- "dominio", con la quale si seleziona l'insieme di punti che compongono tutta la regione interessata dal processo di morphing;
- "domain_border", in cui si isolano i nodi della mesh facenti parte del bordo del "dominio";
- "domain_bottom", che definisce i nodi del bordo inferiore del "dominio";
- "domain_top", che definisce i nodi del bordo superiore del "dominio";
- "surfaces", per individuare i nodi delle superfici facenti parte del dominio le cui posizioni non dovranno cambiare durante il morphing;
- "fissi", unione delle quattro precedenti "Named Selections" per selezionare tutti i nodi dovranno rimanere fissi durante il processo di ottimizzazione.

Le selezioni sopra elencate sono simili a quelle viste nell'ottimizzazione dell'iniettore; sono state create con l'ausilio di un sistema di riferimento cilindrico posto nelle sedi delle valvole, rendendo più semplice l'individuazione dei nodi necessari.

Per quanto riguarda la selection "dominio", si compone da 66.661 nodi. In particolare, al fine di evitare che aree della zona da ottimizzare vadano a finire sul bordo della stessa, per i motivi già esposti, esso è più esteso così che si possano comprendere nella selezione dei nodi la cui posizione rimane inalterata. Si mostra in Figura 58 la selezione in esame:

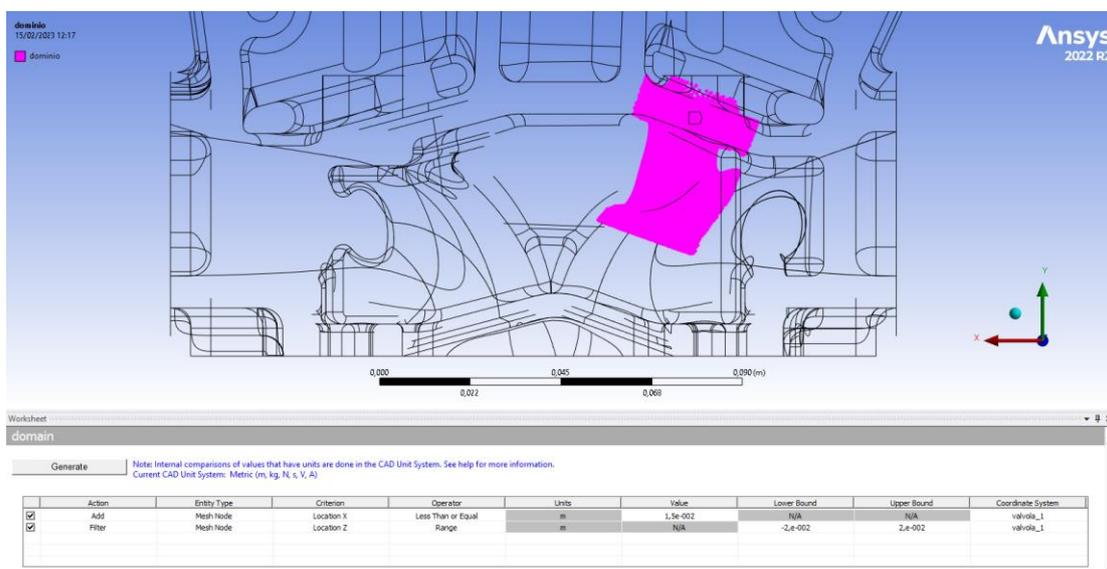


Figura 58. Named Selection "dominio"

Definito il dominio, si analizzano le “Named Selections” che comprendono l’insieme di nodi la cui posizione rimane quella della baseline. Anche in questo caso, esse servono per evitare che ci siano degli “strappi” nella mesh, secondo quello che è stato dettagliato nella prima ottimizzazione. Queste sono: “domain_border”, “domain_bottom” e “domain_top” la cui ideazione ha seguito lo stesso procedimento visto per il “dominio”. Infatti, avvalendosi sempre del riferimento cilindrico posto nelle sedi delle valvole di scarico, sono stati selezionati i nodi che compongono rispettivamente la superficie laterale, inferiore e superiore che racchiude l’area su cui applicare il BGM. Le tre sono composte sia da nodi di volume che di superficie, per un totale di 6.598. Vanno perciò a formare la selection che è stata denominata con “fissi” (insieme alla “surfaces”, di seguito descritta) al fine di rendere più efficiente la loro selezione nel Set-Up di RBF-Morph. Essa è formata dai parte dei nodi dei condotti di scarico e delle sedi delle valvole ad essi inerenti. Come per l’ottimizzazione dell’iniettore, le suddette aree non possono essere soggette a morphing poiché una loro variazione morfologica andrebbe a compromettere il corretto funzionamento del motore. L’insieme delle tre è riportato in Figura 59:

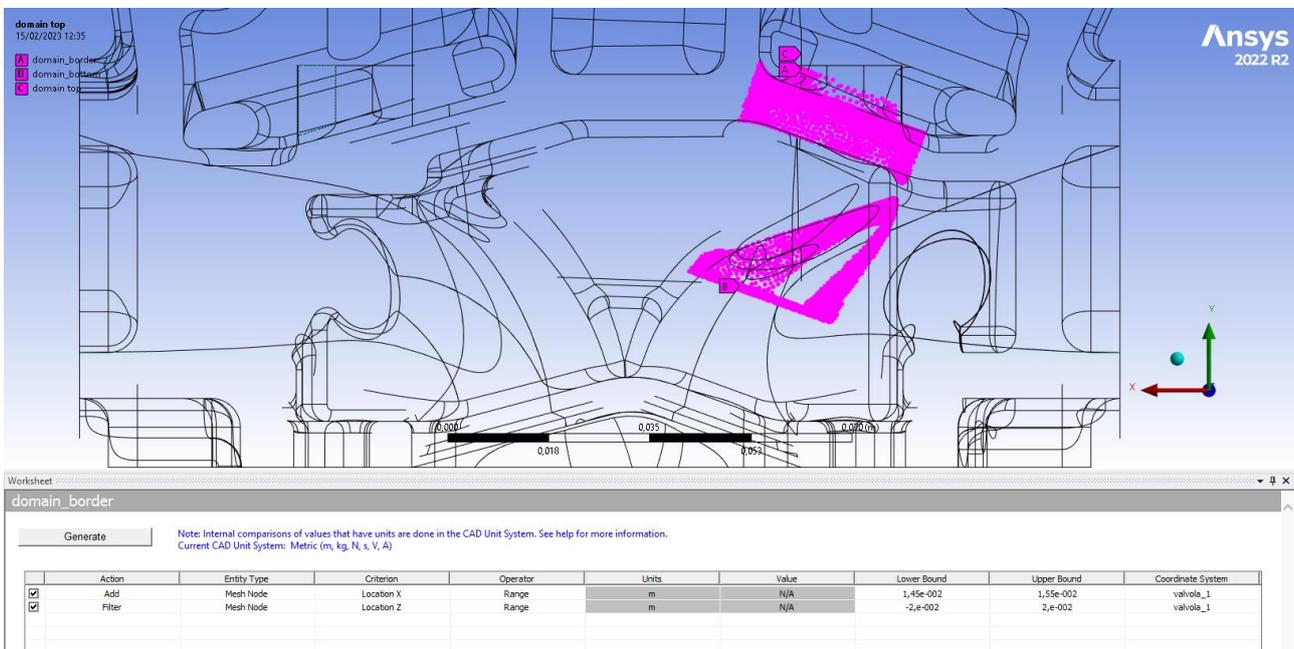


Figura 59. Unione named selections "domain_border", "domain_bottom" e "domain top"

Per concludere il lavoro che porta alla creazione delle selections necessarie al BGM, vanno resi fissi i nodi delle superfici che fanno parte del “dominio” ma per i quali non è ammessa la variazione di posizione. Essi appartengono all’area interna dei condotti di scarico e i fori di passaggio delle valvole. Si selezionano pertanto le superfici degli stessi, presentate in Figura 60:

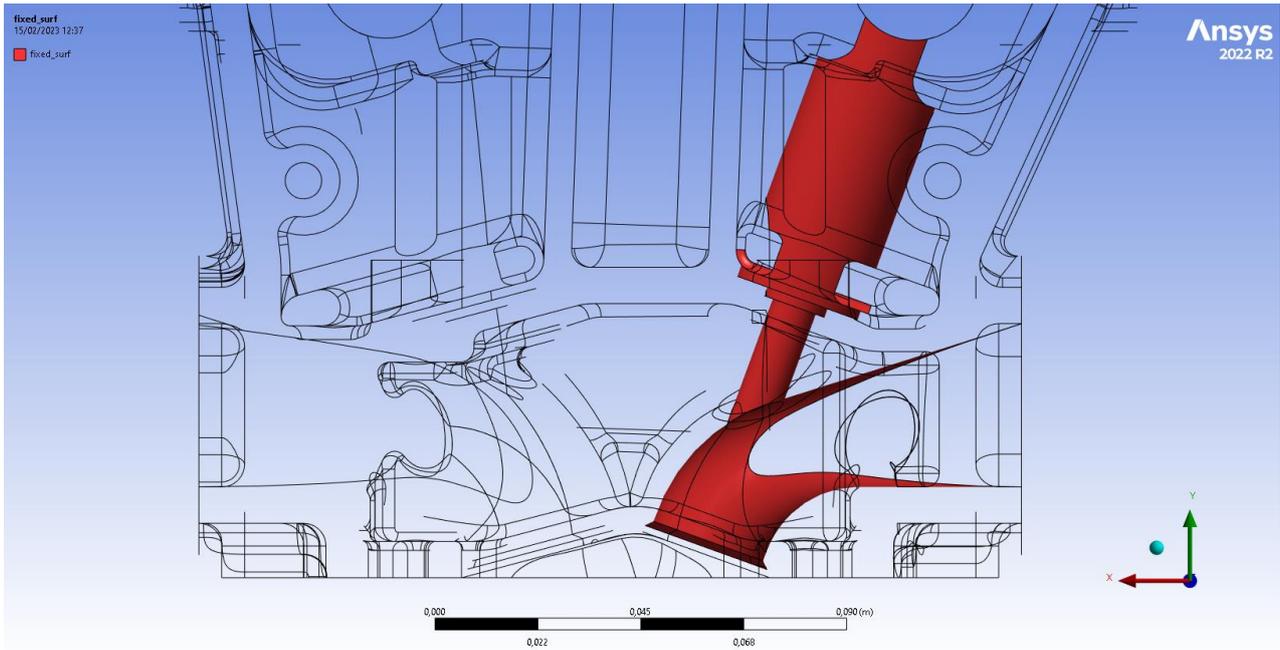


Figura 60. Superfici fisse

Le superfici vengono convertite in nodi della mesh per ottenere la selezione denominata "surfaces", Figura 61. In Mechanical si ha:

surfaces
15/02/2023 12:40
surfaces

Ansys
2022 R2

0,000 0,040 0,080 (m)
0,020 0,060

Worksheet
surfaces

Generate

Note: Internal comparisons of values that have units are done in the CAD Unit System. See help for more information.
Current CAD Unit System: Metric (m, kg, N, s, V, A)

Action	Entity Type	Criterion	Operator	Units	Value	Lower Bound	Upper Bound	Coordinate System
<input checked="" type="checkbox"/> Add	Face	Named Selection	Equal	N/A	fixed_surf	N/A	N/A	N/A
<input checked="" type="checkbox"/> Convert To	Mesh Node	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
<input checked="" type="checkbox"/> Filter	Mesh Node	Named Selection	Equal	N/A	dominio	N/A	N/A	N/A

Figura 61. Named selection "surfaces"

Determinati gli insiemi di nodi che andranno a variare la propria posizione o meno, secondo quanto espresso finora, si prepara l'RBF Morph Set Up. Le impostazioni sono le seguenti:

- BGM Mode su "off";
- BGM Driver ID sul valore "2";
- Shape ID sul valore 0 e selezione dello stesso come parametro.

Successivamente, si procede creando:

- la "Region" con la quale si definisce la regione interessata dal processo di ottimizzazione, vale a dire la selection denominata "dominio";
- le "Source" della "Region", ovvero le aree appartenenti del "dominio" che rimarranno fisse durante il BGM, trattasi perciò della selection "fissi";
- la "Source" a cui è affidata l'impostazione del BGM denominata "sculptured_surface".

Rimangono infine da specificare i parametri che regolano l'ottimizzazione della superficie sotto esame. Si selezionano le facce che compongono la superficie dei condotti di scarico investita dal water jacket, il cui andamento degli stress è stato analizzato in precedenza. A seguito di ciò è possibile definire i termini del BGM. Essi sono:

- "Transformation", impostata su "Surface Offset";
- "Offset Type," abilitato su "Driven Value";
- "Offset Along", per il quale si specifica "Element Normal";
- "Value Type", in cui si indica "von Mises Stress".

Vanno definiti infine il "Threshold Value" e il "Max Surf Offset", le cui funzioni sono state presentate durante la descrizione del BGM implementato per la sede dell'iniettore. Si prescrivono:

- threshold pari a 58 MPa
- offset di 0,001 m;

A questo punto, scelti come parametri la tensione massima e il volume totale, è possibile generare i DP che guideranno l'ottimizzazione. Nel proseguo dell'elaborato si esaminano i risultati ottenuti dal processo di ottimizzazione.

Riportando l'andamento dello stress massimo in funzione del numero di DP generati si ottiene il Grafico 3:

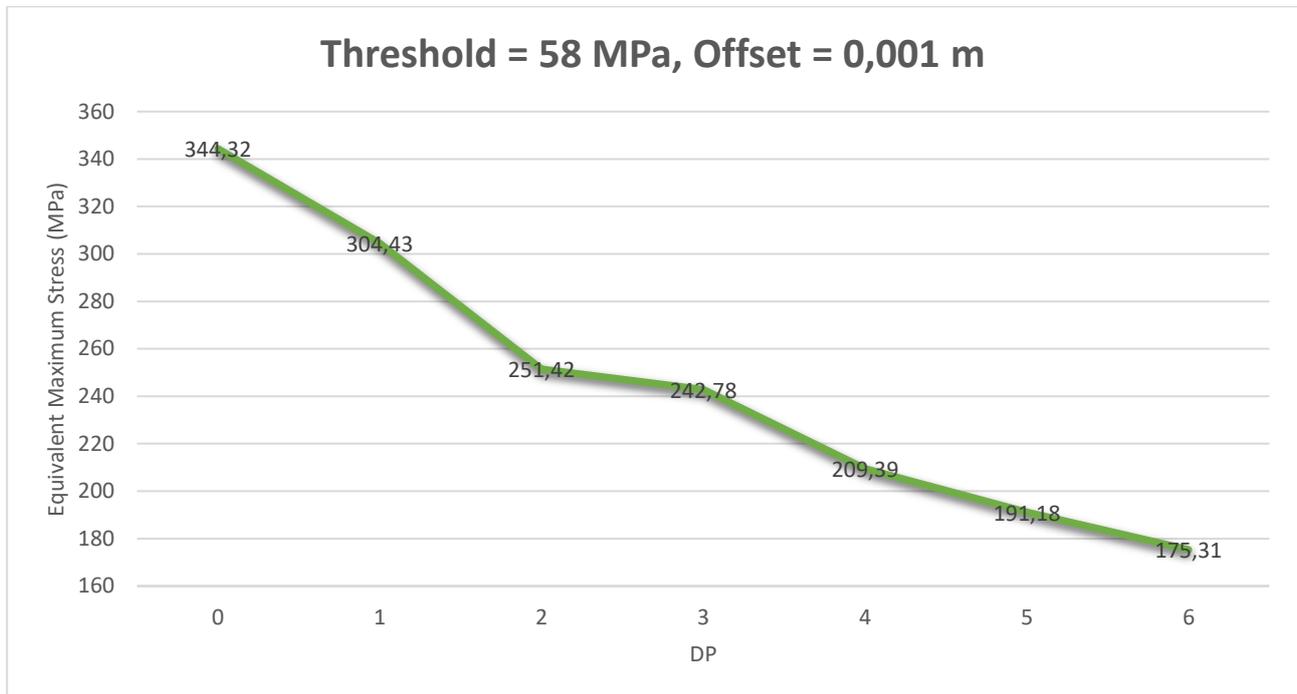


Grafico 3. Andamento ottimizzazione

Si evince che:

- i DP necessari a completare l'ottimizzazione strutturale sono sette, sufficienti a ridurre lo stress al di sotto dello snervamento;
- l'andamento presenta un iniziale discesa per poi convergere verso il DP finale in maniera più graduale;
- lo stress si alleggerisce fino a raggiungere il valore di 175,31 MPa, il che comporta una riduzione complessiva della tensione del 49%.

L'ottimizzazione è stata effettuata imponendo un valore di soglia di 58 MPa, come anticipato in precedenza, con l'obiettivo di sottrarre materiale nelle aree dove lo stress era minore e aggiungerlo dove richiesto, comportando una variazione del volume. Per la precisione, la porzione della testata in esame ha subito complessivamente un incremento dello stesso passando da 1050.8 cm^3 a 1051.3 cm^3 comportando perciò un aumento del peso di 1.33 g . L'ausilio del BGM ha quindi reso possibile ottimizzare la superficie dei condotti di aspirazione a contatto con il fluido di raffreddamento ridistribuendo materiale nella maniera più congrua e aggiungendolo dove necessario.

Analizzando la distribuzione degli stress, si mostra la geometria ottimizzata, avvalendosi della medesima scala di tensione usata per il DP0 quando è stata affrontata l'analisi tensionale, Figura 62:

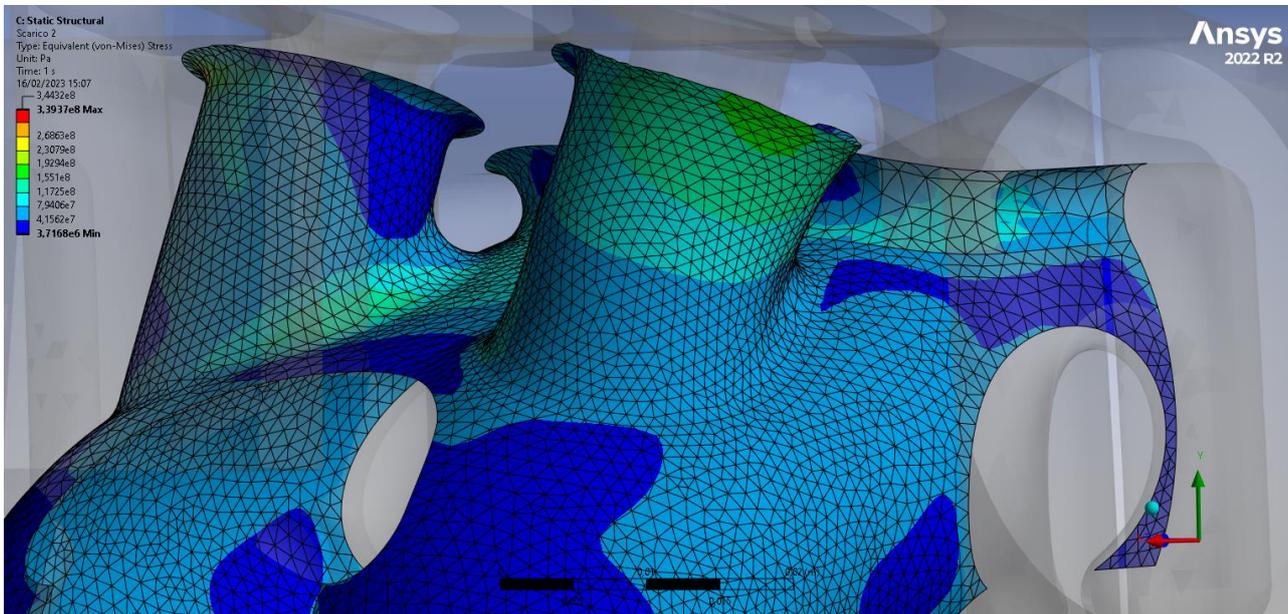


Figura 62. Stato tensionale DP6

La distribuzione degli stress varia all'interno della sezione in esame, alternando zone con valori relativamente bassi ad altre maggiormente sollecitate; il valor medio della configurazione ottimizzata si aggira intorno ai 71 MPa. Lo stress minimo è diminuito di 2 MPa attestandosi attorno a 3,7 MPa, situato sempre nella parte alta delle sedi delle valvole. Il picco degli stress si è attenuato, scendendo al di sotto del valore di snervamento, raggiungendo l'obiettivo fissato dall'ottimizzazione. In effetti, dove nella configurazione DP0 si aveva uno stato tensionale tale da creare una condizione sfavorevole all'uso, nel DP6 la zona risulta avere una sollecitazione interna minore che evita l'entrata in plasticità del materiale.

Si può passare perciò a confrontare la baseline con la geometria ottimizzata avvalendosi del software Enight, come visto in precedenza per l'iniettore, Figura 63. Lo scopo è quello di evidenziare le variazioni avvenute nella struttura grazie all'applicazione del BGM.

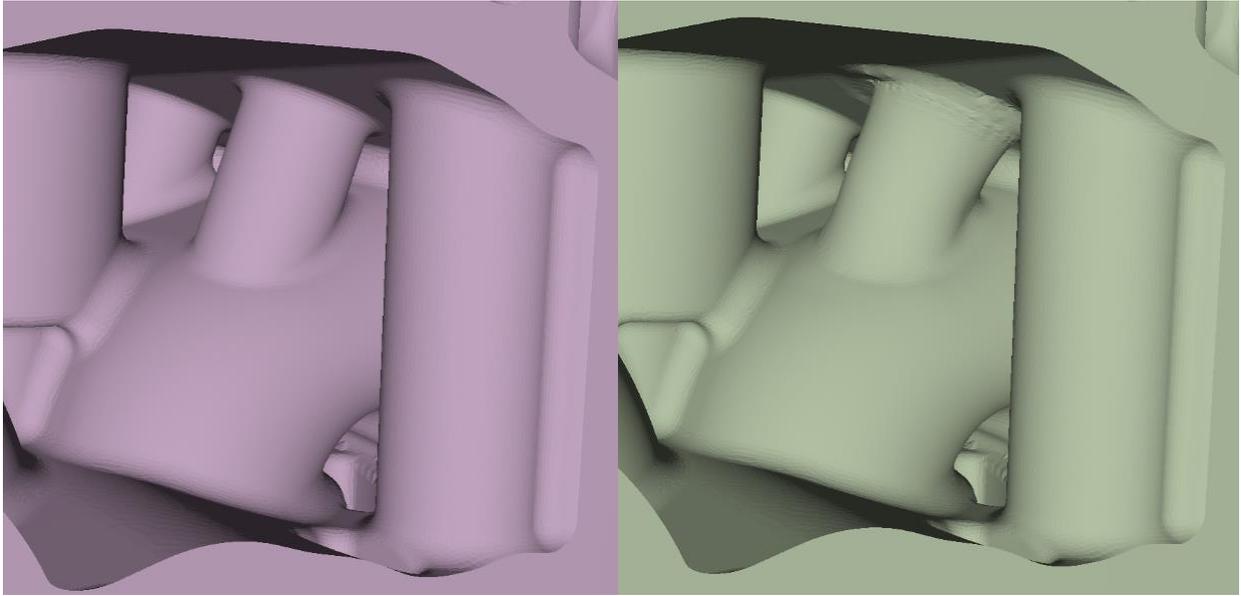


Figura 63. Confronto DP0-DP6

L'applicazione del BGM nel caso in esame, ha consentito la riduzione degli stress interni grazie alle modifiche geometriche di seguito esposte. Il picco della tensione si aveva nel raccordo superiore che collega i condotti di scarico al resto della testata. Esso, come visto anticipatamente, è stato diminuito sino al di sotto dello snervamento grazie ad un aumento dello spessore. Si nota come la zona inerente alla sede delle valvole di scarico sia stata proiettata verso l'esterno il che ha comportato un aumento del materiale con conseguente miglioramento delle condizioni del componente. In particolare, il diametro esterno della sede ha subito un incremento maggiore dove si aveva il picco degli stress, per poi tornare alla misura originale lontano da quest'ultimo. Similmente accade per la zona di raccordo tra la sede e lo scarico, dove anche in questo caso si assiste ad un ispessimento della sezione in esame, al fine di migliorare lo stato tensionale interno. Complessivamente, il morphing ha agito andando a ridurre le concentrazioni di tensione nelle zone prescritte, variando la morfologia di partenza senza dover rifare la mesh.

5.4 Ottimizzazione dei condotti di aspirazione

Lo stato tensionale della superficie dei condotti di aspirazione nel water jacket è stato analizzato in precedenza, potendo osservare come ci sia un picco della tensione localizzato nel raccordo inferiore. Lo stress registrato è superiore al limite di snervamento e quindi va ridotto per preservare l'integrità strutturale. Per adempiere a tale obiettivo si usa BGM ottimizzando la zona sotto esame e mettendo in sicurezza il componente.

Per poter effettuare il morphing, bisogna dapprima specificare quali siano le aree su cui lavorare e quelle invece da tenere fuori dal processo di ottimizzazione, nello stesso modo visto per l'iniettore. Per fare ciò, si creano le "Named Selections" necessarie che nel caso in esame sono:

- "dominio", con la quale si seleziona l'insieme di punti che compongono tutta la regione interessata dal processo di morphing;
- "fisso_cl_lat", in cui si isolano i nodi della mesh facenti parte del bordo laterale del "dominio";
- "fisso_cl_base1", che definisce i nodi del bordo inferiore del "dominio";
- "fisso_cl_base2", che definisce i nodi del bordo superiore del "dominio";
- "fissi", unione delle tre precedenti "Named Selections" per selezionare i nodi di volume del dominio che dovranno rimanere fissi durante il processo di ottimizzazione;
- "fisse_sup_nodi", per individuare i nodi delle superfici facenti parte del dominio le cui posizioni non dovranno cambiare durante il morphing.

Le selezioni sopra elencate sono simili a quelle viste nell'ottimizzazione dell'iniettore; sono state create con l'ausilio di un sistema di riferimento cilindrico posto nei condotti di aspirazione, rendendo più semplice l'individuazione dei nodi necessari.

Per quanto riguarda la "Named Selection" "dominio", si compone da 569.978 nodi ed è stata generata andando a considerare un cilindro di raggio 0,047 m, rispetto al centro del sistema di riferimento cilindrico, che viene poi tagliato sopra e sotto per prendere una porzione di volume che vada ad inglobare la porzione dei condotti di aspirazione che deve essere sottoposta a morphing. In particolare, al fine di evitare che aree della zona da ottimizzare vadano a finire sul bordo del "dominio", per i motivi già esposti, esso è più esteso della stessa così che si possano comprendere nella selezione dei nodi la cui posizione rimane inalterata. Con l'intento di rendere più agevole la comprensione delle operazioni fatte, si mostra di seguito quanto esposto mettendo in mostra come la superficie dei condotti di aspirazione sottoposta al processo di ottimizzazione sia racchiusa nella selezione introdotta, vale a dire nel "dominio", Figura 64. Essa comprende, quindi, anche parte della sede dell'iniettore, parzialmente il cielo della testata e due sedi dei prigionieri. Si ha perciò:

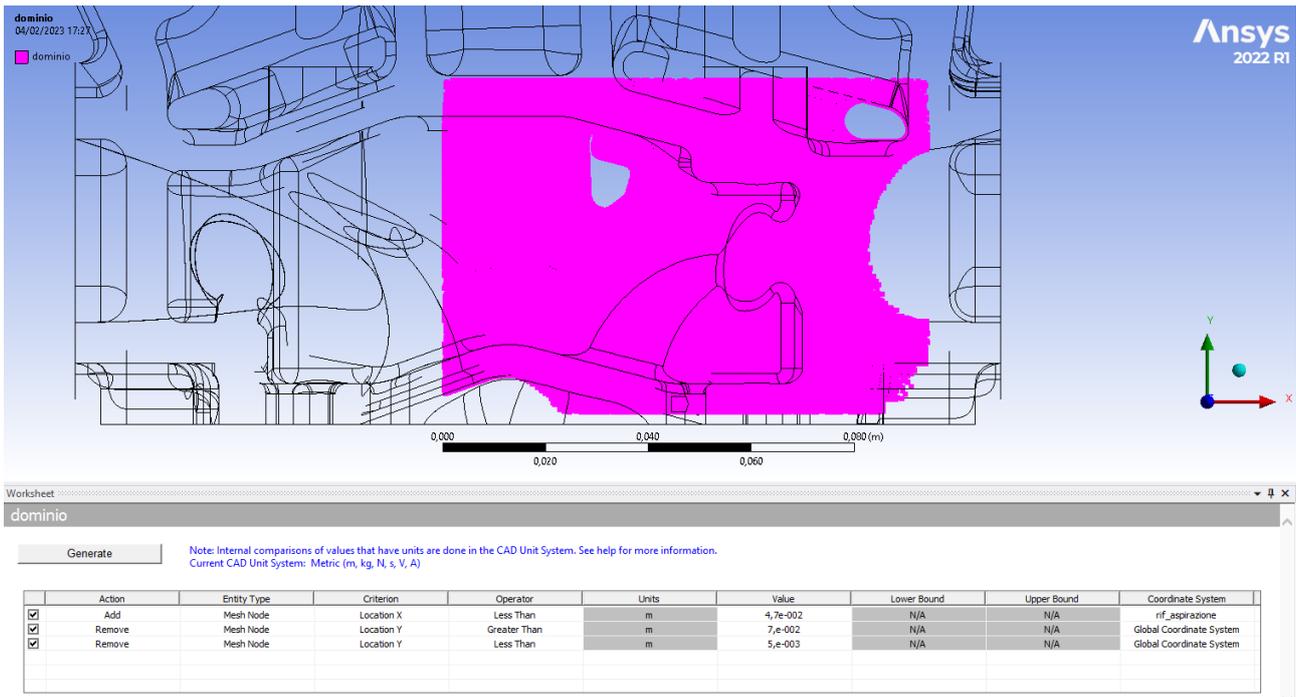


Figura 64. Named selection "dominio"

Seguendo lo stesso iter di lavoro applicato all'iniettore, si analizzano le "Named Selections" che comprendono l'insieme di nodi la cui posizione rimane quella della baseline. Anche in questo caso, esse servono per evitare che ci siano degli "strappi" nella mesh, secondo quello che è stato dettagliato nella prima ottimizzazione. Queste sono: "fisso_cl_lat", "fisso_cl_base1" e "fisso_cl_base2" la cui ideazione e ha seguito lo stesso procedimento visto per il "dominio". Infatti, avvalendosi sempre del riferimento cilindrico posto nel condotto della carica fresca, sono stati selezionati i nodi che compongono rispettivamente la superficie laterale, inferiore e superiore che racchiude l'area su cui applicare il BGM. Le tre sono composte sia da nodi di volume che di superficie, per un totale di 76.481. Vanno perciò a formare la selection che è stata denominata con "fissi" al fine di rendere più efficiente la loro selezione nel Set-Up di RBF-Morph. Essa è formata dai nodi dei condotti di aspirazione, parte della sede dell'iniettore, porzione del cielo e dei fori dei prigionieri. Come per l'ottimizzazione dell'iniettore, le suddette aree non possono essere soggette a morphing poiché una loro variazione morfologica andrebbe a compromettere il corretto funzionamento del motore. Basti pensare, ad esempio, che una modifica interna dei condotti di aspirazione unita a quella del cielo rischierebbe di alterare il comportamento fluidodinamico necessario ad assicurare potenza e coppia prestabilite da progetto.

La “Named Selection” appena descritta viene qui riportata, Figura 65:

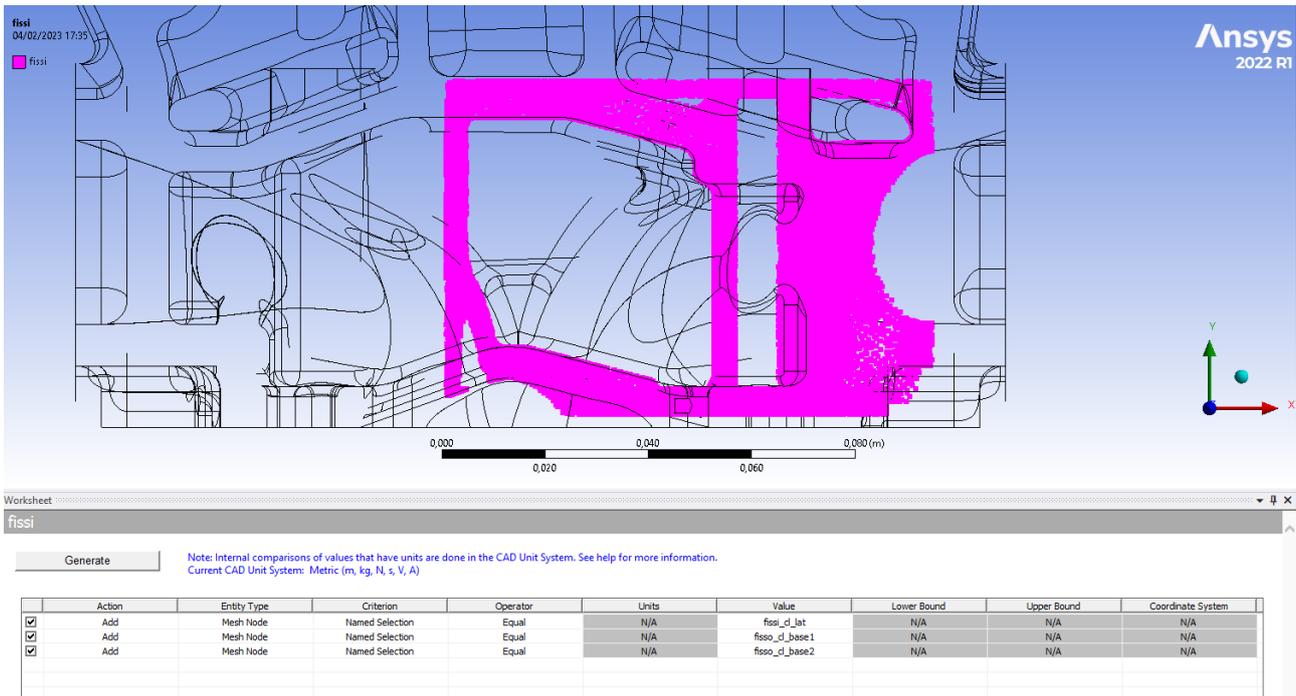


Figura 65. Named selection "fissi"

Per concludere il lavoro che porta alla creazione delle selections necessarie al BGM, vanno resi fissi i nodi delle superfici che fanno parte del “dominio” ma per i quali non è ammessa la variazione di posizione. Essi appartengono all’area interna dei condotti di aspirazione, parzialmente al cielo e ai due fori dei prigionieri situati nel lato freddo della testata. Si selezionano pertanto le superfici degli stessi, mostrate in Figura 66:

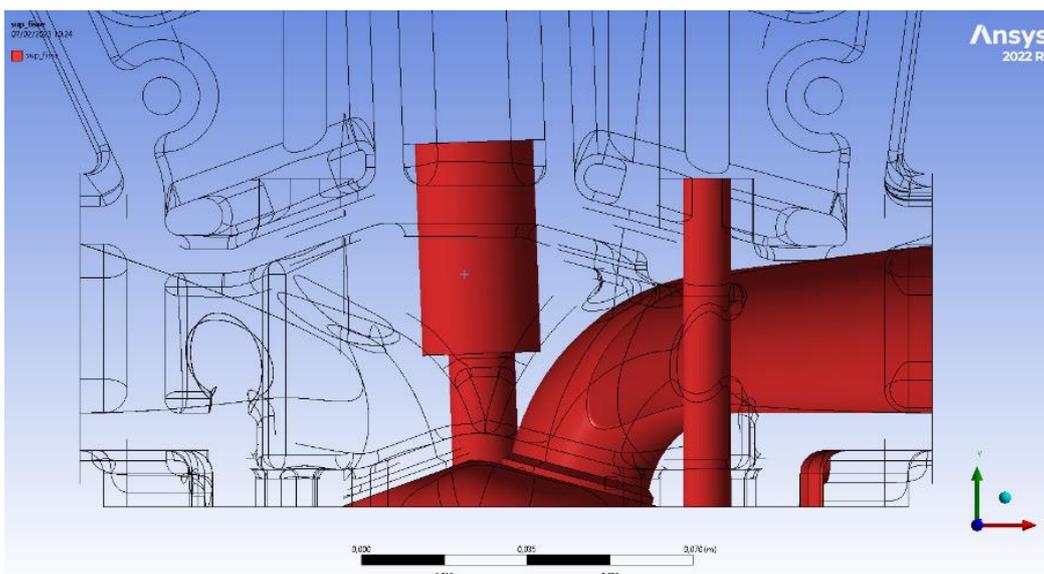


Figura 66. Superfici fisse

Le superfici vengono convertite in nodi della mesh per ottenere la selezione denominata “fisse_sup_nodi”, Figura 67:

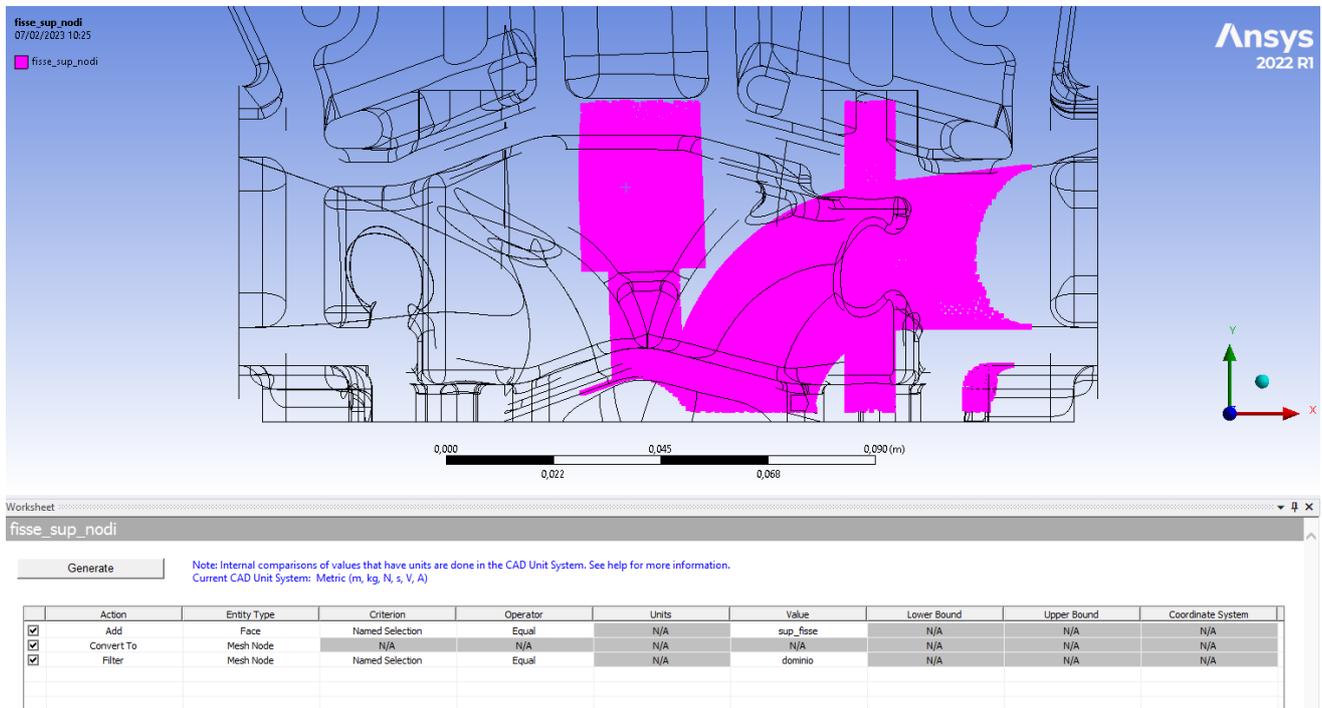


Figura 67. Named selection "fisse_sup_nod"

Determinati gli insiemi di nodi che andranno a variare la propria posizione o meno, secondo quanto espresso finora, si prepara l’RBF Morph Set Up come visto nel caso dell’iniettore:

- BGM Mode su “off”;
- BGM Driver ID sul valore “2”;
- Shape ID sul valore 0 e selezione dello stesso come parametro.

Successivamente, si procede creando:

- la “Region” con la quale si definisce la regione interessata dal processo di ottimizzazione, vale a dire la selection denominata “dominio”;
- le “Source” della “Region”, ovvero le aree appartenenti del “dominio” che rimarranno fisse durante il BGM; trattasi perciò della selection “fissi” e “fisse_sup_nodi”;
- la “Source” a cui è affidata l’impostazione del BGM denominata “sculptured_surface”.

Nell’Outline di Mechanical la sezione di RBF-Morph compare come in Figura 68, valevole per tutte le ottimizzazioni trattate nel presente elaborato:

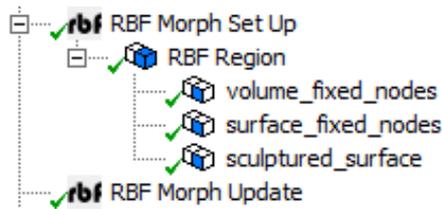


Figura 68. Sezione RBF Morph Set Up in Mechanical

Rimangono infine da specificare i parametri che regolano l'ottimizzazione della superficie sotto esame. Si selezionano le facce che compongono la superficie dei condotti di aspirazione investita dal water jacket, il cui andamento degli stress è stato analizzato in precedenza. A seguito di ciò è possibile definire i termini del BGM, in maniera analoga al caso dell'iniettore. Essi sono:

- "Transformation", impostata su "Surface Offset";
- "Offset Type," abilitato su "Driven Value";
- "Offset Along", per il quale si specifica "Surface Normal";
- "Value Type", in cui si indica "von Mises Stress".

Vanno definiti infine il "Threshold Value" e il "Max Surf Offset", le cui funzioni sono state presentate durante la descrizione del BGM implementato per la sede dell'iniettore. Per i condotti di aspirazione tali parametri sono stati variati per compiere due distinte ottimizzazioni, nello specifico sono stati presi come valori di riferimento i seguenti:

- threshold pari a 80 MPa e offset di 0,0005 m;
- threshold pari a 0 MPa e offset di 0,0005 m.

I due quindi differiscono in funzione del valore di soglia adoperato. Difatti, se nel primo caso ci si aspetta di ottenere una riduzione di tensione accompagnata da una diminuzione del volume, nel secondo caso il secondo aumenterà. Ciò è stato fatto per poter confrontare gli effetti del BGM sullo stress al variare del threshold avendo lo stesso offset per entrambi i morphing.

A questo punto, scelti come parametri la tensione massima e il volume totale, è possibile generare i DP che guideranno l'ottimizzazione. Nel proseguo dell'elaborato si esaminano i risultati ottenuti da ambedue i processi descritti.

Con riferimento alla prima ottimizzazione, il Grafico 4 mostra l'andamento dello stress massimo in funzione del numero di DP generati:

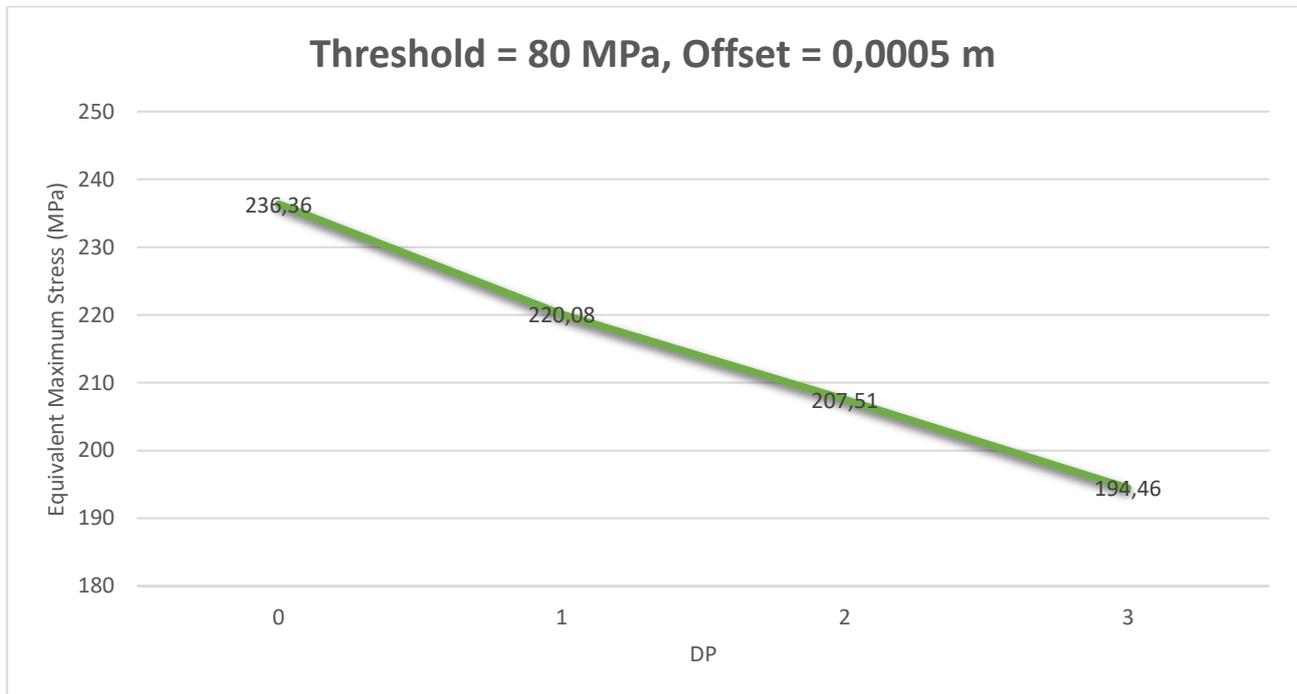


Grafico 4. Primo caso ottimizzazione

Si evince che:

- i DP necessari a completare l'ottimizzazione strutturale sono quattro, oltre i quali il BGM si interrompe a causa dell'elevata deformazione della mesh;
- si ha una riduzione abbastanza lineare che tende a convergere rapidamente verso il valore di tensione registrato al DP3;
- lo stress si alleggerisce fino a raggiungere il valore di 194,46 MPa, il che comporta una riduzione complessiva della tensione del 17,7%.

L'ottimizzazione è stata effettuata imponendo un valore di soglia di 80 MPa, come anticipato in precedenza, con l'obiettivo di sottrarre materiale nelle aree dove lo stress era minore e aggiungerlo dove richiesto, comportando una variazione del volume. Per la precisione, la porzione della testata in esame ha subito complessivamente una diminuzione dello stesso passando da 1050.8 cm^3 a 1049.8 cm^3 comportando perciò una riduzione del peso di 2.65g. L'ausilio del BGM ha quindi reso possibile ottimizzare la superficie dei condotti di aspirazione a contatto con il fluido di raffreddamento non solo ridistribuendo materiale nella maniera più congrua ma persino togliendolo dove non necessario.

Analizzando la distribuzione degli stress, si mostra la geometria ottimizzata, Figura 69, avvalendosi della medesima scala di tensione usata per il DP0 quando è stata affrontata l'analisi tensionale:

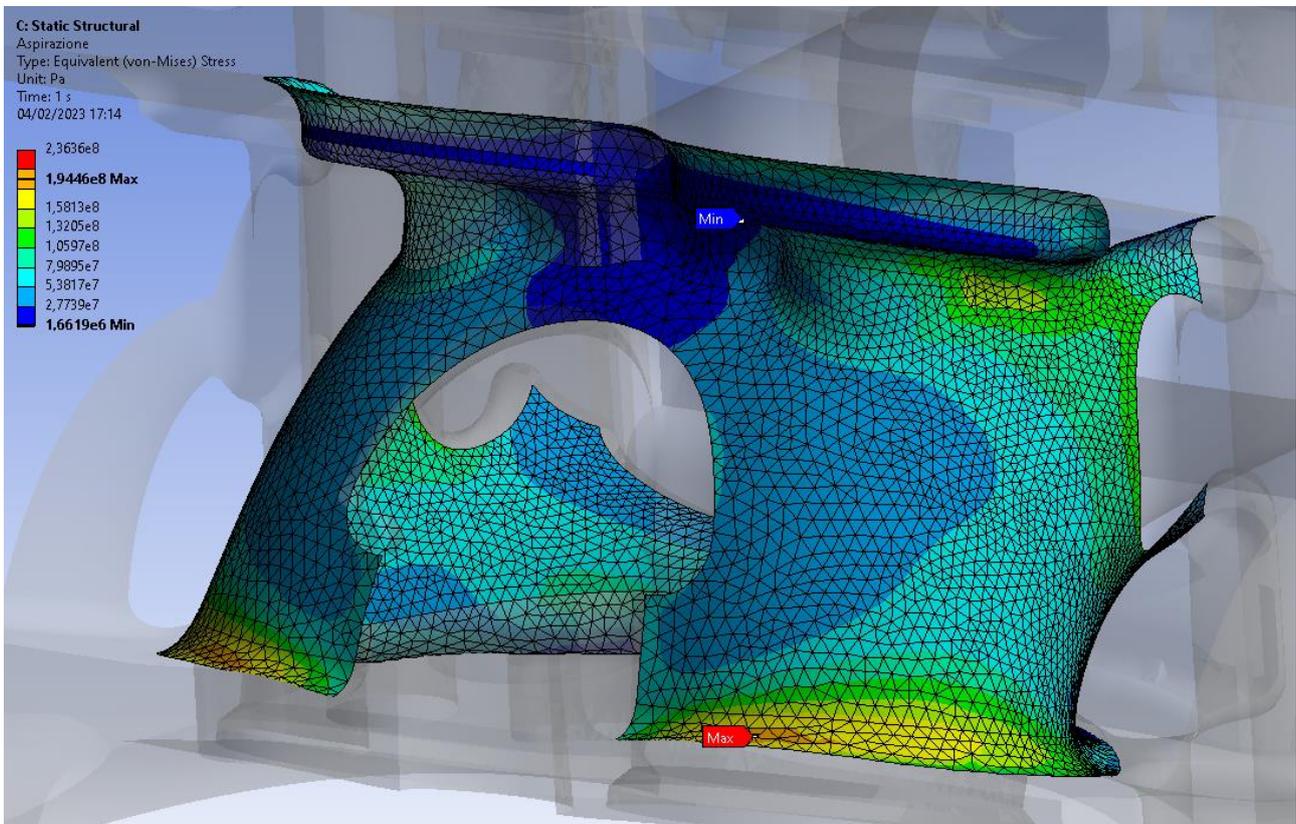


Figura 69. Stato tensionale DP3

La distribuzione degli stress varia all'interno della sezione in esame, alternando zone con valori relativamente bassi ad altre maggiormente sollecitate; il valor medio della configurazione ottimizzata si aggira intorno ai 65 MPa. Lo stress minimo è rimasto all'incirca lo stesso (si riscontra un incremento di appena 0,2 MPa), situato sempre nella parte alta dei condotti, di fatto meno sollecitata essendo situata dove la temperatura della testata è bassa. Il picco degli stress si è attenuato, come visto in precedenza e si trova in corrispondenza del raccordo inferiore che collegano il condotto al resto della testata. Sebbene ci sia stata una riduzione degli stress, essi sono appena al di sotto del valore di snervamento. In effetti, dove nella configurazione DP0 si aveva uno stato tensionale tale da creare una condizione sfavorevole all'uso, nel DP3 la zona risulta avere una sollecitazione interna minore che evita l'entrata in plasticità del materiale, seppur di poco. È probabile quindi che a causa dei fenomeni di fatica prolungati, in tale regione si vengano a creare delle cricche dannose dal punto di vista strutturale.

Si può confrontare la baseline con la geometria ottimizzata avvalendosi del software Enight, come visto in precedenza per l'iniettore, Figura 70.

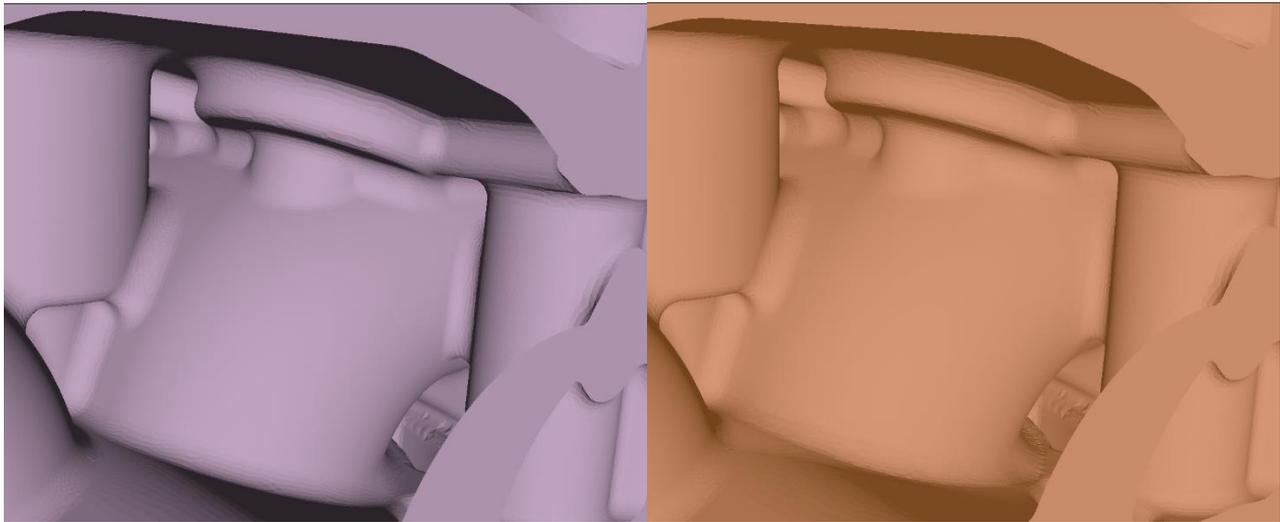


Figura 70. Confronto DPO-DP3

L'applicazione del BGM nel caso in esame, ha consentito la riduzione degli stress interni grazie alle modifiche geometriche di seguito esposte. Il picco della tensione si aveva nel raccordo inferiore che collega i condotti di aspirazione al resto della testata. Esso, come visto anticipatamente, è stato diminuito sino al di sotto dello snervamento grazie ad un aumento dello spessore. Si nota come la zona inferiore sia stata proiettata verso l'esterno il che ha comportato un aumento del materiale con conseguente miglioramento delle condizioni del componente. Altre variazioni morfologiche hanno riguardato i profili delle sedi delle valvole di aspirazione. Essi, data la loro conformazione, presentavano un'intensificazione degli sforzi anch'essa diminuita mediante il BGM. Nello specifico, l'offset ha permesso di aggiungere materiale comportando un aumento della sezione degli stessi che ha permesso di ottimizzare la superficie dei condotti di aspirazione a contatto con il fluido di raffreddamento.

Con la seconda ottimizzazione, si prescrive un threshold pari a 0 MPa, il che significa andare a mettere materiale ovunque finché possibile con l'intento di ottimizzare la struttura e abbassare gli stress. In tal caso, ci si aspetta un'ottimizzazione migliore della precedente poiché non vi è sottrazione o riduzione di sezione in quanto la soglia è posta a 0. Avvalendosi del Grafico 5, si riportano i risultati ottenuti:



Grafico 5. Secondo caso di ottimizzazione

Se ne deduce che:

- i DP necessari a completare l'ottimizzazione strutturale sono sei, quindi un numero superiore rispetto al primo tipo di morphing effettuato;
- si ha un andamento regolare per tutte le iterazioni compiute fino al valore minimo raggiunto al DP5;
- lo stress si attenua fino a raggiungere 166,72 MPa, il che comporta una riduzione complessiva della tensione del 29,5%.

Si mette in evidenza, che l'ottimizzazione è stata compiuta con l'intento questa volta di aggiungere materiale senza rimuoverlo da nessuna parte soggetta al processo di morphing; il che ha comportato un aumento del volume, come ci si poteva aspettare, visto anche quanto è stato ottenuto con l'iniettore, nel caso di threshold posto pari a 0. Nello specifico, per la porzione della testata in esame, si è passati da 1050.8 cm^3 a 1055.4 cm^3 con un incremento del peso di 12,19g. In tal caso, quindi, la struttura è stata ottimizzata riducendo le tensioni ma al tempo stesso ciò ha aumentato le dimensioni della porzione soggetta a morphing.

Per quanto riguarda l'analisi delle tensioni per la geometria ottimizzata, vale a dire per il DP5, si riporta di seguito ciò che è stato ottenuto, Figura 71:

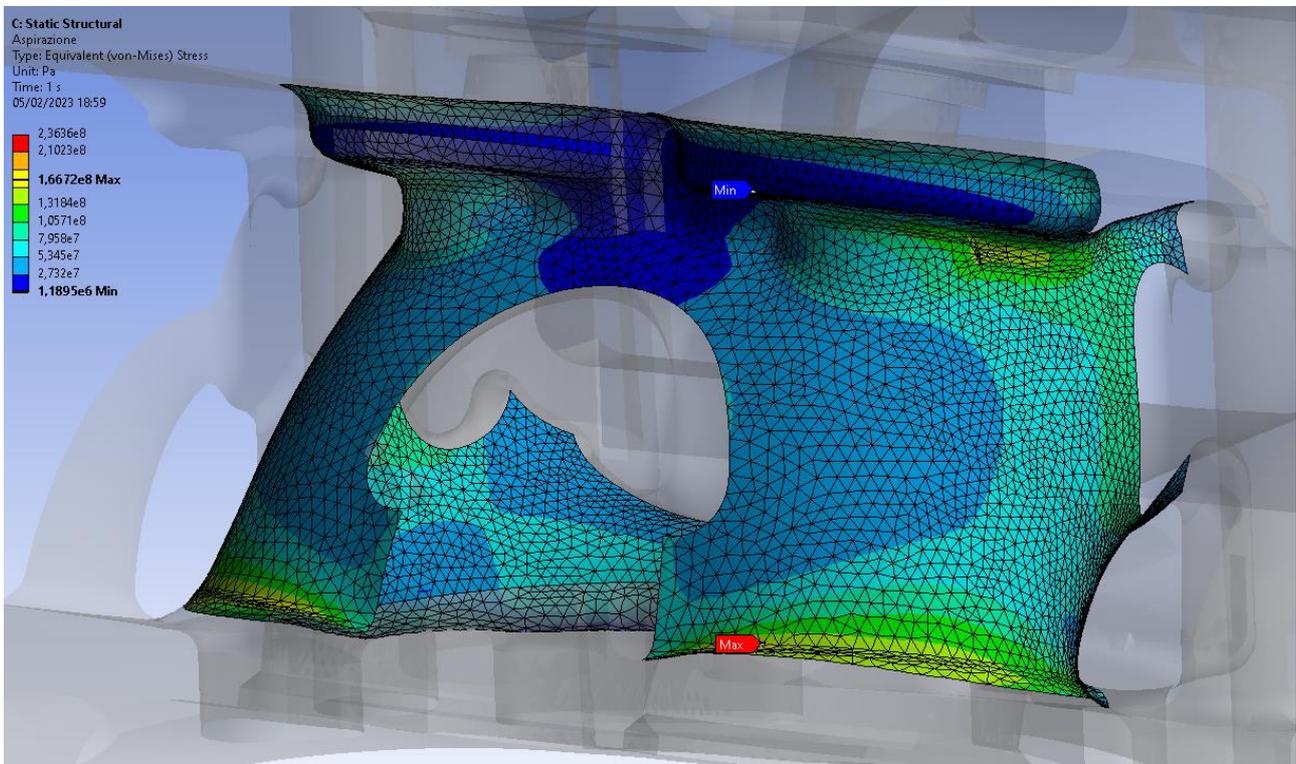


Figura 71. Stato tensionale DP5

Gli stress sono uniformemente distribuiti su buona parte della superficie e il valor medio della configurazione ottimizzata è 62 MPa. Il valore minimo si è rimasto invariato rispetto al DP0 (leggerissima diminuzione di 0,22 MPa), situato sempre nella medesima zona, ovvero quella dove la temperatura raggiunta è la più bassa di tutta la testata, trattandosi di fatto del lato freddo della stessa. Il picco degli stress si è notevolmente attenuato, come visto in precedenza ed è rimasto in corrispondenza del raccordo inferiore dei condotti di aspirazione, contrassegnato dal simbolo "Max". In particolare, dove nella configurazione DP0 si aveva uno stato tensionale prossimo ai 237 MPa, nel DP5 la zona risulta avere una sollecitazione interna nettamente più bassa che si attesta approssimativamente intorno ai 167 MPa, quindi 70 MPa di stress in meno sono stati sottratti mediante il BGM.

Avvalendosi ancora una volta di Enight, si mettono a confronto DP0 e DP5 nella Figura 72, per mostrare più efficacemente le differenze tra le nuove forme ottenute e il progetto di base.

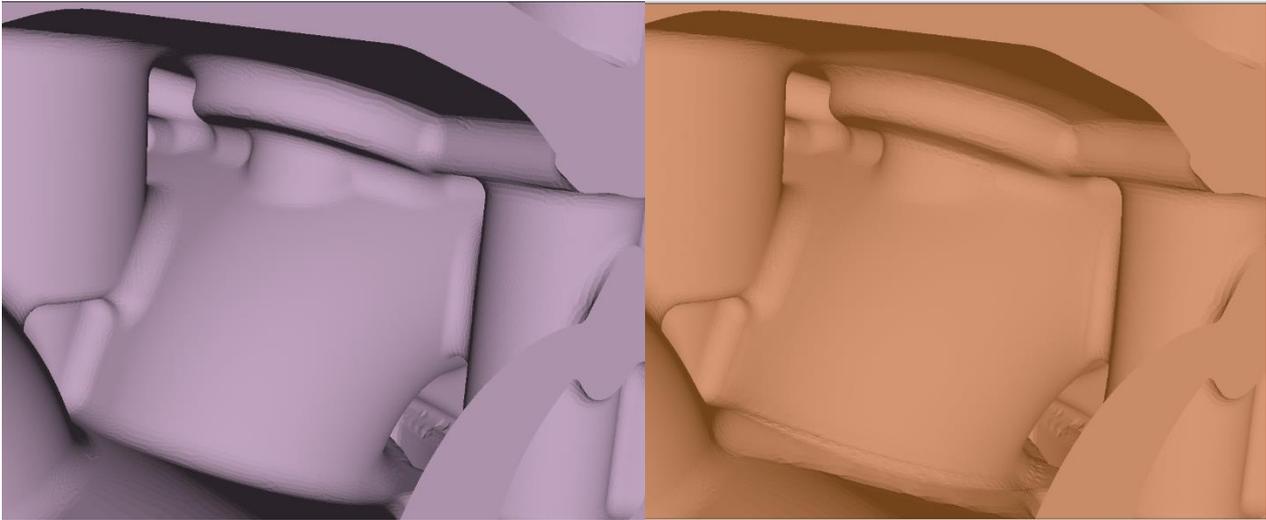


Figura 72. Confronto DPO-DP5

Le modifiche apportate dal calcolatore sono simili a quelle viste nel caso avente 80 MPa di threshold. Anche in questo processo di ottimizzazione infatti, le aree soggette a morphing sono le medesime del caso precedente. Si assiste ad un considerevole incremento della sezione resistente per il raccordo inferiore dei condotti di aspirazione unito ad un ispessimento della sede delle valvole ad essi collegate. Ciò che varia con l'ottimizzazione avente il valore di soglia diverso da zero è la quantità di materiale aggiunto e la complessiva variazione di volume. Nel caso in esame, si osserva una grande mutamento della sezione sotto esame dovuta al fatto che il volume aumenta, essendo stato aggiunto materiale senza rimozione dalle zone meno sollecitate.

Capitolo 6

Conclusioni

6.1 Analisi dei risultati ottenuti

In questa tesi è stato presentato uno studio sull'ottimizzazione termo-strutturale della testata di un motore Diesel quattro cilindri in linea, avvalendosi dei sistemi moderni di simulazione FEM. Si è partiti definendo le caratteristiche del ciclo termodinamico al fine di metterne in luce le peculiarità tecniche e quindi i componenti necessari al corretto funzionamento dello stesso. È stata esaminata la testata argomento di studio, specificandone il compito assolto e il materiale con cui realizzarla, dettagliandone le proprietà meccaniche e termiche necessarie all'analisi effettuata. Si è passati, pertanto, alla valutazione dei carichi strutturali e termici agenti sul componente in esame e alle condizioni di vincolo imposte in modo da rispecchiare il più possibile il reale stato di esercizio durante il funzionamento. Fatte le dovute valutazioni, ci si è concentrati sul metodo di studio mediante gli elementi finiti. Si è presentato il software ANSYS Mechanical con il quale è stata eseguita l'analisi termo-strutturale, mostrandone il workflow che ha portato al compimento della stessa. Successivamente, è stato introdotto il programma RBF-Morph mediante il quale è stato possibile eseguire l'ottimizzazione argomento dell'elaborato. Nello specifico, è stato descritto il BGM, metodo con il quale sono state eseguite le azioni di miglioramento della testata e la matematica che governa l'algoritmo dello stesso, presentando il mesh morphing. Essendo state presentate le fasi di lavoro attuate, è stato avviato il processo di studio che ha condotto all'analisi termo-strutturale. Partendo dalla geometria, ne sono state delineate le modifiche apportate in SpaceClaim per studiare la porzione di testata attinente ad un cilindro della stessa. A seguito di ciò, si è descritto il processo di creazione della mesh, al fine di discretizzare la testa, passaggio necessario per adoperare il FEM. Avendo definito i carichi termici e le modalità di scambio del calore, si è passati alla valutazione delle temperature sperimentate dal componente durante il funzionamento, avvalendosi del software ANSYS Mechanical. Terminata l'analisi termica, prima di dedicarsi a quella strutturale, una breve descrizione del criterio di von Mises ha permesso di comprendere al meglio il metodo di valutazione delle tensioni, utilizzato nella trattazione. Si è passati perciò ad applicare congiuntamente i carichi strutturali e termici per ottenere lo stato di stress agente all'interno della testata, secondo le ipotesi fatte. Esso è stato valutato non solo per l'elemento nella sua completezza ma soprattutto per le zone che scambiano calore con il fluido di raffreddamento, vale a dire per le superficie della sede dell'iniettore, dei condotti di aspirazione e scarico a contatto con il water jacket. Per le stesse, è stata compiuta un'analisi di convergenza della mesh con l'intento di esaminare la bontà dei risultati ottenuti, assicurandosi che questi oscillassero attorno allo stesso valore. Terminata, quindi, l'analisi termo-strutturale della testata, ci si è concentrati sulla sua ottimizzazione.

Si è descritto il workflow che mostra l'implementazione della stessa all'interno del metodo agli elementi finiti per poi applicarlo alla sede dell'iniettore, ai condotti di scarico e a quelli di aspirazione. Per le sezioni in esame, sono stati descritti i parametri necessari e le operazioni svolte per ridurre gli stress nelle zone di concentrazione, ottimizzando di fatto la struttura della testata. Infine, è stata analizzato l'andamento delle tensioni che sono andate diminuendo, parallelamente alla variazione della geometria di partenza. Questa quindi è stata confrontata con l'ottimizzata eseguendo una fase di post processing mediante il software Enight, per ognuna delle sezioni a cui è stato applicato il BGM. Nella Tabella 5, si riassumono i risultati ottenuti dalle ottimizzazioni, in funzione dei parametri del morphing.

<i>Sezione ottimizzata</i>	<i>Threshold Value (MPa)</i>	<i>Max Surf Offset (m)</i>	<i>Tensione di snervamento (MPa)</i>	<i>Tensione massima DPO (MPa)</i>	<i>Tensione massima DP Finale (MPa)</i>	<i>Riduzione percentuale (%)</i>
Sede iniettore	80	0,0005	200	140,71	104,84	25,5
	0	0,0003	200	140,71	108,37	22,9
Condotti di scarico	58	0,001	200	344,32	175,31	49
Condotti di aspirazione	80	0,0005	200	236,36	196,46	16,9
	0	0,0005	200	236,36	166,72	29,5

Tabella 5. Risultati ottenuti dall'applicazione del BGM ai casi proposti

In conclusione, quanto svolto nella tesi ha dato un esempio applicativo del BGM improntato all'ottimizzazione della testata di un motore. Senza dover procedere alla realizzazione di una nuova griglia, con l'ausilio di RBF-Morph è stato possibile modificare la geometria di partenza andando ad effettuare un miglioramento termo-strutturale del componente sotto esame, diminuendo le concentrazioni di tensione e la massa. Ciò ha consentito di dimostrare l'efficacia del mesh morphing, grazie al quale, in fase di progettazione è possibile ridurre i tempi di lavoro, consentendo di modificare le strutture senza dover generare una nuova mesh, sottolineando come sia possibile includere il processo di ottimizzazione qui proposto nel flusso di lavoro di progettazione di componenti.

Bibliografia

- [1] Marco Gambini, Michela Vellini, “Macchine a fluido”, Texmat, 2021.
- [2] Fabio Gori, “Lezioni di termodinamica”, Texmat, 2007
- [3] Master Thesis, “*Structural Optimization of a Cylinder Head Segment of the Layout of the Stiffeners and of the Walls Thickness With Focus on Weight Optimization Including the Evaluation of Different Design Variants*”, Politecnico di Torino, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Student: Fabiano Domaine, Advisor: Prof. Cristiana Delprete, Company Supervisor: Dipl. Ing. (FH) Jens Timm, Dipl. Ing. Vincenzo Bevilacqua, Dipl. Ing. Matthias Penzel, AA 2017/2018.
- [4] Tesi di Laurea, “*Studio di Massima e Ottimizzazione di una Testata per un Motore Dieseljet Due Tempi*”, Alma Mater Studiorum Università di Bologna, Facoltà di Ingegneria, Candidato: Gianni Ferrara, Relatore: Chiar.mo Prof. Ing. Luca Piancastelli, Correlatori: Chiar.mo Prof. Ing. Gianni Caligiana, Chiar.mo Prof. Ing. Alfredo Liverani, Dott. Ing. Cristina Renzi, AA 2008/2009.
- [5] Tesi di Laurea, “*Ottimizzazione di una Testata per un Motore Diesel Aeronautico*”, Alma Mater Studiorum Università di Bologna, Scuola di Ingegneria e Architettura, Candidato: Marco Nanni, Relatore: Luca Piancastelli, AA 2015/2016.
- [6] Stefano Porziani, Corrado Groth, Witold Waldman, Marco Evangelos Biancolini, “*Automatic shape optimisation of structural parts driven by BGM and RBF mesh morphing*”, International Journal of Mechanical Sciences, 2021.
- [7] Andrea Ridolfi, Luca Mancini, Chirianni Francesco, Felici Alessandro, Mirasoli Gabriele, Stefano Porziani, Marco Evangelos Biancolini, “*Ottimizzazione di un componente motociclistico attraverso il Biological Growth Method*”, Analisi e Calcolo, 2020.
- [8] Robert C. Juvinall, Kurt M. Marshek, “*Juvinall’s Fundamentals of Machine Component Design*”, Global Edition, SI Version, Wiley, 2018.
- [9] Prof. Ing. Pietro Salvini, “Teorie di Rottura”, Lezioni di Fondamenti di Progettazione Strutturale Meccanica, 2021-2022.