

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**

---

**SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA**

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE - DIN  
*CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA*

TESI DI LAUREA

in

INGEGNERIZZAZIONE DEL PRODOTTO INDUSTRIALE M

**Razionalizzazione di un compressore serie S9:  
ottimizzazione della produzione e miglioramento delle performance**

CANDIDATO:

Andrea Altieri

RELATORE:

Prof. Ing. Alfredo Liverani

CORRELATORI:

Prof. Ing. Daniela Francia

Prof. Ing. Leonardo Frizziero

Ing. Lorenzo Serafini

Anno Accademico 2020/2021

Sessione III



# Abstract

Negli ultimi anni, con l'avvento sul mercato dei paesi emergenti, il metano sta riscuotendo un successo sempre crescente all'interno del settore dei trasporti. Questa tendenza ha stimolato le aziende coinvolte nella produzione di macchine destinate alla compressione del metano per applicazioni CNG (Compressed Natural Gas) a sviluppare i propri prodotti sia sotto il profilo industriale, al fine di migliorare il ciclo produttivo riducendone i costi e velocizzando il processo, sia sotto il profilo delle prestazioni delle macchine. In questo contesto, la serie S di compressori alternativi commercializzata da Safe S.p.A. è nata per offrire al cliente un prodotto economico e dalla semplice manutenzione, destinato in primo luogo alle stazioni di rifornimento di metano.

In questa trattazione sono stati analizzati due aspetti che riguardano due diversi ambiti di sviluppo: il primo riguarda lo stato di fornitura del semilavorato per la carcassa del compressore, passando da una carcassa ottenuta per carpenteria saldata ad una realizzata tramite un processo di fusione, al fine di ridurre i costi di produzione; il secondo aspetto riguarda invece il miglioramento delle prestazioni della macchina, ottenuto riducendo le perdite di carico favorendo il passaggio del gas all'interno delle testate, con conseguente riduzione della potenza assorbita dal compressore.

La necessità di sostituire la carcassa realizzata in carpenteria saldata con la carcassa ottenuta per fusione nasce dalla difficoltà tecnica di realizzazione del semilavorato e dal conseguente elevato costo produttivo. Nella serie di compressori considerata la carcassa è un componente in pressione che deve essere verificato prima di essere messo in esercizio. Durante la fase di verifica si rileva frequentemente la presenza di piccole imperfezioni in alcuni punti dei cordoni di saldatura, le quali sono causa di perdite che necessitano riparazione, portando così a ritardi nella successiva fase di montaggio. La scelta di adottare il semilavorato realizzato con processo fusorio comporta un miglioramento della gestione della produzione e del montaggio, un miglioramento della qualità del semilavorato grazie al minore numero di difetti e, sotto il profilo economico, una riduzione del costo per componente.

Al fine di ridurre le perdite di carico all'interno della testata sono state adottate in parallelo due strategie: la prima prevede una modifica della geometria del volume interno alla testata, agendo sul transitorio di mandata cercando di limitare il più possibile l'aumento di pressione all'interno della stessa, in modo da ridurre la contropressione vista dal cilindro. La seconda invece prevede l'impiego di due mandate così da favorire la fuoriuscita del gas dalla testata, con l'obiettivo di

ridurre al minimo le perdite di carico e il conseguente aumento di pressione all'interno della testata. Tale idea è stata sviluppata a seguito di verifiche eseguite su macchine con prese di pressione distribuite lungo il ciclo che hanno mostrato una curva del diagramma di indicatore che si scosta in maniera considerevole da quella ideale, lasciando dunque ampio margine di miglioramento.

In conclusione, l'obiettivo di questa attività di tesi è stato dunque l'ottimizzazione del prodotto sotto più punti di vista, dalle prestazioni, al ciclo produttivo, fino al montaggio.

# Ringraziamenti

Vorrei ringraziare il Professor Alfredo Liverani per avermi dato la possibilità di entrare in contatto con la realtà aziendale dove ho potuto svolgere l'attività di tesi. Vorrei inoltre ringraziare la grande famiglia Safe per avermi accolto e accompagnato in questi mesi di percorso. Un ringraziamento particolare va a Lorenzo che con pazienza e dedizione mi ha educato al mondo dei compressori, a Fabio B. per aver creduto nelle mie capacità e per aver reso questa esperienza realizzabile e a tutto l'ufficio tecnico con cui ho condiviso ogni giorno di lavoro. Un ulteriore ringraziamento va a Fabio F. e a Simone che con la loro simpatia ed esperienza mi hanno permesso di conoscere queste macchine dall'interno. L'ultimo ringraziamento, non meno importante degli altri, va a Stella che è stata al mio fianco ogni giorno sopportandomi e supportandomi sempre.



# Indice

Abstract .....	3
Ringraziamenti .....	5
Indice delle figure.....	9
Indice delle tabelle .....	11
1. Introduzione .....	13
1.1. Motivazioni e obiettivi.....	13
1.2. Compressori alternativi.....	13
1.2.1. Principio di funzionamento .....	13
1.2.2. Le valvole .....	16
1.2.3. Numero di stadi .....	17
1.2.4. Limiti pressioni compressore .....	17
1.2.5. Il rendimento .....	18
2. Compressore serie S: stato dell'arte.....	19
2.1. Le bielle .....	21
2.2. La carcassa.....	21
2.3. Pompanti.....	22
2.4. Pompa dell'olio.....	23
2.5. Regolazione della portata .....	25
3. Criticità del prodotto e soluzioni.....	26
3.1. La carcassa.....	26
3.1.1. Criticità.....	26
3.1.2. Soluzioni.....	27
3.2. Geometria del volume interno alla testata .....	28
3.2.1. Criticità.....	28
3.2.2. Soluzioni.....	28
4. Carcassa .....	30
4.1. Verifica componente reale.....	32
4.2. Modifiche della geometria.....	34
4.3. Verifica secondo UNI EN 13445-6 .....	37
4.3.1. Condizioni di verifica.....	37
4.3.2. Caratteristiche del materiale.....	38

4.3.3.	Tensione ammissibile .....	39
4.3.4.	Modello agli elementi finiti .....	41
4.3.5.	Risultato delle simulazioni .....	45
4.3.6.	Verifica di resistenza della carcassa .....	48
4.4.	Produzione .....	50
4.5.	Analisi economica .....	51
4.5.1.	Analisi carcassa in carpenteria saldata .....	51
4.5.2.	Analisi carcassa in fusione .....	52
4.5.3.	Analisi produzione .....	53
4.5.4.	Confronto costi totali.....	54
5.	La geometria del volume interno alla testata .....	55
5.1.	Analisi problemi di funzionamento del compressore .....	55
5.1.1.	Analisi del comportamento ideale.....	57
5.1.2.	Analisi del comportamento reale.....	57
5.2.	Modifiche alla geometria dei componenti .....	59
5.3.	Le simulazioni CFD.....	60
5.3.1.	Definizione dei parametri di progetto .....	60
5.3.2.	Modelli 3D .....	61
5.3.3.	La mesh .....	64
5.3.4.	Risultati delle simulazioni .....	65
5.3.5.	Analisi dei risultati ottenuti .....	69
5.4.	Realizzazione.....	70
5.5.	Collaudo della macchina .....	73
5.6.	Risultati reali.....	74
	Conclusione.....	75
	Bibliografia.....	76

# Indice delle figure

Figura 1: Ciclo ideale di un compressore alternativo.....	14
Figura 2: Diagramma di indicatore reale.....	15
Figura 3: Valvola concentrica .....	16
Figura 4: Compressione frazionata in più stadi.....	17
Figura 5: Sistema di compressione.....	19
Figura 6: Corpo compressore S9 .....	20
Figura 7: Biella del compressore S9 .....	21
Figura 8: Carcassa compressore S9.....	22
Figura 9: Pistone di primo stadio .....	23
Figura 10: Sezione del secondo stadio .....	23
Figura 11: Sistema di compressione con pompa in asse .....	24
Figura 12: Sistema di compressione con pompa a parte .....	25
Figura 13: Carcassa in carpenteria saldata con coperchi.....	30
Figura 14: Deformazione totale parete frontale .....	31
Figura 15: Deformazione totale parete posteriore.....	31
Figura 16: Deformazione direzionale parete frontale e parete posteriore .....	32
Figura 17: Deformazione direzionale.....	32
Figura 18: Allestimento per le misurazioni sul componente reale.....	33
Figura 19: Modello 3D con indicazione punti di misura .....	33
Figura 20: Passaggio dalla carcassa in carpenteria saldata alla carcassa realizzata per fusione.....	35
Figura 21: Geometria delle nervature a confronto .....	35
Figura 22: Curve di fatica per ghisa sferoidale in condizione di temperatura ambiente.....	40
Figura 23: Mesh per la simulazione agli elementi finiti.....	42
Figura 24: Vincoli del modello per la simulazione agli elementi finiti .....	42
Figura 25: Pressione interna di verifica.....	43
Figura 26: Carichi di ogni stadio per la verifica.....	44
Figura 27: Vincoli per i coperchi, frontale e posteriore .....	44
Figura 28: Carico dei cuscinetti sulla carcassa.....	45
Figura 29: Deformazione totale carcassa .....	46
Figura 30: Deformazione direzionale Y .....	47
Figura 31: Stato tensionale della carcassa (1) .....	47

Figura 32: Stato tensionale della carcassa (2) .....	48
Figura 33: Andamento delle pressioni del primo stadio .....	56
Figura 34: Andamento delle pressioni del secondo stadio .....	56
Figura 35: Andamento delle pressioni del terzo stadio .....	57
Figura 36: Andamento delle pressioni del quarto stadio .....	57
Figura 37: Testata (sinistra) e pressavalvola (destra) con geometria modificata.....	59
Figura 38: Modello 3D dell'assieme di primo stadio e del suo volume interno.....	61
Figura 39: Modello 3D dell'assieme di secondo stadio e del suo volume interno .....	61
Figura 40: Modello 3D dell'assieme di terzo stadio e del suo volume interno .....	61
Figura 41: Modello 3D dell'assieme di quarto stadio e del suo volume interno .....	62
Figura 42: Vista in sezione del secondo stadio prima e dopo la modifica della geometria .....	62
Figura 43: Modello 3D del volume di primo stadio con doppia mandata.....	63
Figura 44: Modelli 3D del volume di secondo stadio con geometria modificata e doppia mandata...	63
Figura 45: Modelli 3D del volume di terzo stadio con geometria modificata e doppia mandata .....	64
Figura 46: Modelli 3D del volume di quarto stadio con geometria modificata e doppia mandata.....	64
Figura 47: Mesh del volume originario di secondo stadio .....	64
Figura 48: Pressioni del primo stadio: originario (1), doppia mandata (2) .....	65
Figura 49: Pressioni del secondo stadio: originario (1), volume ampliato (2), doppia mandata (3)....	66
Figura 50: Pressioni del terzo stadio: originario (1), volume ampliato (2), doppia mandata (3).....	67
Figura 51: Pressioni del quarto stadio: originario (1), volume ampliato (2), doppia mandata (3).....	68
Figura 52: Testata di secondo stadio .....	70
Figura 53: Pressavalvola di secondo stadio.....	71
Figura 54: Pressavalvola di quarto stadio .....	71
Figura 55: Insieme dei componenti realizzati .....	71
Figura 56: Fase di collaudo del compressore .....	73

# Indice delle tabelle

Tabella 1: Risultati delle deformazioni misurati sul componente reale .....	34
Tabella 2: Risultati delle deformazioni sulla simulazione FEM .....	34
Tabella 3: Caratteristiche dei materiali a confronto .....	36
Tabella 4: Dati tecnici della ghisa sferoidale .....	38
Tabella 5: Dati storici e previsioni sulle vendite di compressori S9 .....	53
Tabella 6: Comparazione carcassa saldata e carcassa per fusione .....	54



# **1. Introduzione**

## **1.1. Motivazioni e obiettivi**

L'attività di tesi è stata svolta in collaborazione con Safe S.p.A. azienda leader nella produzione di compressori alternativi per gas metano destinato alle applicazioni CNG (Compressed Natural Gas). In particolare, l'oggetto dell'attività è un compressore alternativo a singolo effetto con quattro pompanti, uno per ciascuno stadio, appartenente alla serie di macchine denominata "Serie S". Tale serie di compressori alternativi è nata per offrire al cliente un prodotto economico e che garantisca una semplice manutenzione, caratteristiche particolarmente ricercate nei mercati dei paesi emergenti, quali Egitto e Cile. A seguito dello sviluppo sempre più rapido di questi mercati, l'azienda ha visto un forte aumento di ordini, fattore che ha motivato la volontà di sviluppare e ottimizzare la produzione di questi compressori per ridurre ulteriormente i costi.

Il primo obiettivo dell'attività è legato quindi ad una riduzione dei costi di produzione agendo sulle scelte progettuali, al fine di incrementare il margine operativo. A questo si affianca l'ulteriore obiettivo di migliorare le prestazioni del compressore, riducendo le perdite e di conseguenza la potenza richiesta dalla macchina.

## **1.2. Compressori alternativi**

### **1.2.1. Principio di funzionamento**

Il compressore alternativo è una tipologia di compressore volumetrico il cui funzionamento è basato sul sistema biella-manovella che alimenta il moto alternato di un pistone all'interno di un cilindro. Il volume di gas aspirato è definito dalla corsa spazzata dal pistone durante un giro di manovella. In seguito ad una prima fase di aspirazione corrispondente alla discesa del pistone, il moto di risalita dello stesso porta ad una riduzione del volume della camera andando ad innalzare la pressione al suo interno, ottenendo in questo modo il gas compresso.

Nel caso particolare di compressori che lavorano ad alto numero di giri, è possibile considerare la trasformazione eseguita dalla macchina come una compressione adiabatica data la velocità con cui avviene, in quanto il gas non ha tempo di scambiare calore con le pareti del cilindro.

Tuttavia, in un compressore alternativo la migliore trasformazione sotto il profilo energetico non è quella adiabatica ma piuttosto quella isoterma, in quanto nel secondo caso si osserva una riduzione dell'area sottesa al diagramma di indicatore che è proporzionale all'energia spesa per eseguire la trasformazione. La trasformazione isoterma non è realizzabile nella pratica perché richiederebbe una compressione infinitamente lenta e di conseguenza un tempo di compressione infinito, pertanto si avrebbe una portata tendente a zero.

Il ciclo di indicatore ideale, rappresentato in Figura 1, è così composto:

- **AB** → Fase di compressione isoentropica;
- **BC** → Fase di mandata a pressione costante: raggiunta la pressione di mandata all'interno del cilindro, la valvola si apre in seguito alla differenza di pressione generata dalla risalita del pistone e il gas fuoriesce dal cilindro;
- **CD** → Fase di espansione isoentropica;
- **DA** → Fase di aspirazione a pressione costante: raggiunta la pressione di aspirazione all'interno del cilindro, la valvola si apre in seguito alla differenza di pressione generata dall'abbassamento del pistone e il gas entra nel cilindro.

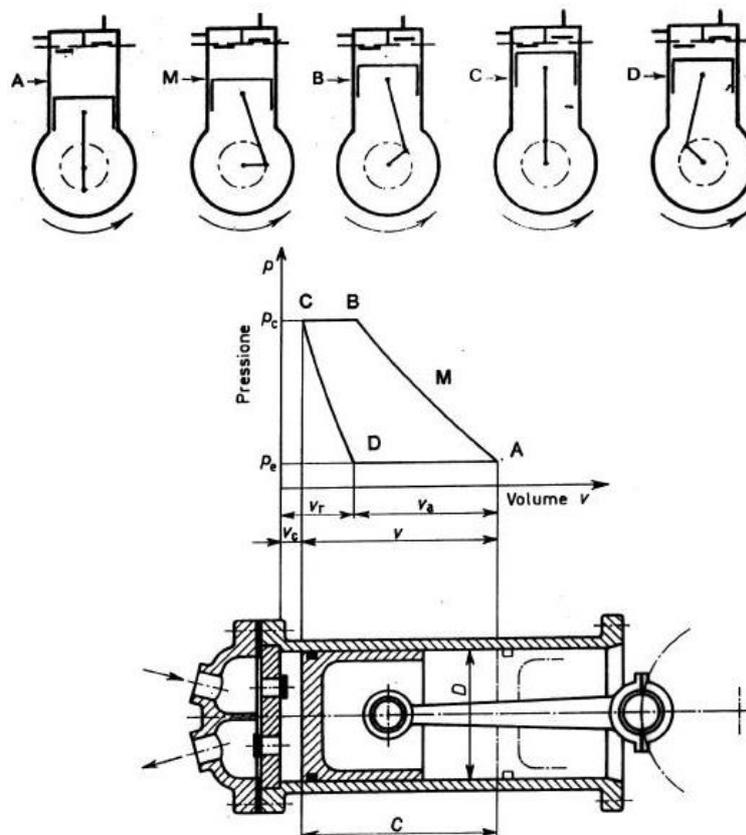


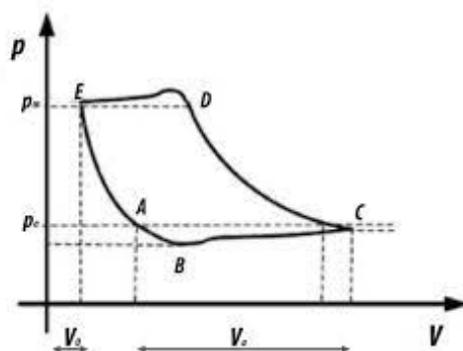
Figura 1: Ciclo ideale di un compressore alternativo

È necessario prestare attenzione all'importanza del volume nocivo nello studio del funzionamento della macchina, ovvero di quel volume residuo all'interno del cilindro nel momento in cui il pistone si trova al punto morto superiore alla fine della fase di compressione e che sarà quindi occupato da gas compresso. Il volume nocivo è la ragione per cui, dopo la fase di mandata, si ha una fase di espansione isoentropica: il gas contenuto nella camera deve infatti espandersi prima che la pressione all'interno del cilindro raggiunga la pressione di aspirazione permettendo alle valvole di aprirsi. Andando a variare il volume nocivo, che costituisce una caratteristica geometrica del compressore, varia la forma del diagramma indicato e, in particolare, ad un maggiore volume nocivo corrisponde una minore portata elaborata dal compressore.

La presenza del volume nocivo porta alla definizione della cosiddetta portata effettiva, in quanto nei compressori alternativi il volume di gas elaborato non coincide con la cilindrata, ovvero il volume spazzato dal pistone lungo l'intera corsa, ma solo a quello relativo alla fase di aspirazione. La differenza tra la corsa reale e quella effettiva è dovuta alla presenza del volume nocivo che, come descritto sopra, contiene il gas compresso che deve espandersi prima della fase di aspirazione.

Il diagramma di indicatore in condizioni ideali (Figura 1) differisce da quello reale (Figura 2) per i seguenti aspetti:

- Il gas considerato non è ideale, per cui al crescere della pressione il comportamento del gas reale differisce sempre di più da quello ideale per effetto delle interazioni tra le diverse molecole che influiscono sul comportamento della macchina;
- Il comportamento reale delle valvole, che a causa della presenza di molle per il mantenimento in posizione dei piattelli, generano una forza da contrastare con una sovrappressione. Inoltre, le valvole devono essere attraversate dal flusso, fattore che genera perdite di carico concentrate per il passaggio del gas attraverso gli orifizi che risultano proporzionali al quadrato della velocità del gas.



**Figura 2: Diagramma di indicatore reale**

Questi due aspetti in fase di mandata generano un'iniziale sovrappressione che tende a diminuire in maniera asintotica fino alla pressione teorica di mandata. Analogamente, nella fase di aspirazione si verifica il fenomeno contrario dove si ha una sottopressione rispetto a quella teorica di aspirazione.

Come evidenziato in Figura 2, sono presenti una sovra-elongazione e una sotto-elongazione che provocano delle perdite, da cui deriva un aumento dell'area racchiusa dalle curve del diagramma, che nella realtà si traduce in una maggiore energia spesa sotto forma di potenza fornita al compressore per ottenere la trasformazione. Un parametro sul quale si potrebbe agire è l'alzata delle valvole, con conseguente riduzione delle perdite di carico attraverso la valvola ma con una drastica riduzione della vita a fatica dei componenti per effetto degli urti in fase di chiusura.

### **1.2.2. Le valvole**

Le valvole sono un componente costoso e molto delicato. In particolare, quelle utilizzate sulla serie di compressori in analisi sono di tipo concentrico, caratterizzate da una zona circolare interna di aspirazione e una corona circolare esterna di mandata. Le due zone sono governate da due diversi piattelli, uno per la mandata e uno per l'aspirazione, realizzati in materiale polimerico per i primi stadi (basse pressioni) e in materiale metallico per le pressioni più alte. Le valvole regolano e controllano la compressione in modo automatico: esse non vengono azionate tramite un comando esterno ma agiscono sulla base delle differenze di pressione che si determinano tra il cilindro e l'aspirazione e tra il cilindro e la mandata.



**Figura 3: Valvola concentrica**

### 1.2.3. Numero di stadi

Il numero di stadi del compressore è legato in primo luogo al rapporto di compressione della macchina, ovvero il rapporto tra la pressione di mandata e quella di aspirazione, il quale è limitato superiormente a causa delle elevate temperature che si possono raggiungere all'interno del cilindro a seguito della compressione. In particolare, il limite di temperatura è imposto dagli elementi polimerici quali tenute sul pistone, anelli di tenuta (O-Ring), piattelli valvola. Per sottostare a questo limite la compressione viene suddivisa in più stadi con rapporto di compressione ridotto. Dopo ogni stadio e prima del successivo è presente uno scambiatore di calore che permette di ridurre la temperatura per fornire allo stadio successivo gas ad una temperatura inferiore, ottenendo così un miglior rendimento di compressione. La divisione della compressione in più stadi inter-refrigerati permette di ottenere una trasformazione il cui andamento complessivo approssima in maniera discreta quello di una trasformazione isoterma, con conseguente miglioramento del rendimento della macchina. Inoltre, si ha anche una riduzione della potenza necessaria rappresentata graficamente dalla riduzione dell'area del diagramma di indicatore, come mostrato in Figura 4.

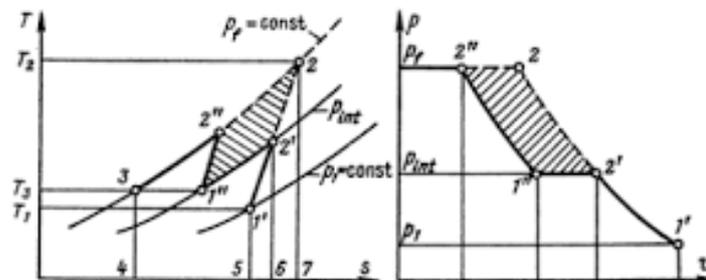


Figura 4: Compressione frazionata in più stadi

All'aumentare del numero di stadi aumenta anche la distanza percorsa dal gas e il numero di scambiatori, il che comporta un aumento delle perdite e conseguentemente una riduzione del rendimento della macchina. La scelta del corretto numero di stadi deve essere effettuata sulla base delle considerazioni sino a qui esposte.

### 1.2.4. Limiti pressioni compressore

Come già introdotto in precedenza, le valvole sono azionate in modo automatico dalle differenze di pressione, per cui il salto di pressione di ciascuno stadio è determinato a progetto

dal set di diametri scelti per i diversi stadi del compressore. Pertanto, la pressione di aspirazione risulta:

- limitata superiormente dalla potenza disponibile e dai limiti delle forze sul manovellismo;
- limitata inferiormente dalla temperatura raggiunta dalla mandata dell'ultimo stadio. I rapporti di compressione dei primi stadi sono pressoché costanti, mentre sono variabili per gli ultimi stadi. Ne consegue che abbassando la pressione di aspirazione di primo stadio si va ad alzare direttamente il rapporto di compressione dell'ultimo stadio, con i conseguenti problemi di temperatura.

### **1.2.5. Il rendimento**

Il rendimento del compressore non può essere definito in maniera a sé stante in quanto la macchina compie solamente una trasformazione di energia. L'unico modo di definire un rendimento è l'utilizzo del rapporto tra la potenza termodinamica strettamente necessaria per la compressione del gas e quella effettivamente fornita all'albero dal motore elettrico. In questo rendimento sono compresi tutti gli attriti e strisciamenti meccanici, le perdite di carico e quelle di ventilazione per il passaggio di gas attraverso le valvole. Le perdite possono essere fisse (ventilazione delle valvole, attriti manovellismo) o variabili in funzione della macchina e delle sue caratteristiche, essendo le prime percentualmente più significative in macchine piccole rispetto a quelle più grandi.

## 2. Compressore serie S: stato dell'arte

Il compressore su cui si è stata svolta l'attività di tesi appartiene alla serie S ed in particolare si tratta del modello S9, ovvero di un compressore volumetrico alternativo a 4 pompanti a singolo effetto, con uno stadio per ciascun pompante.



**Figura 5: Sistema di compressione**

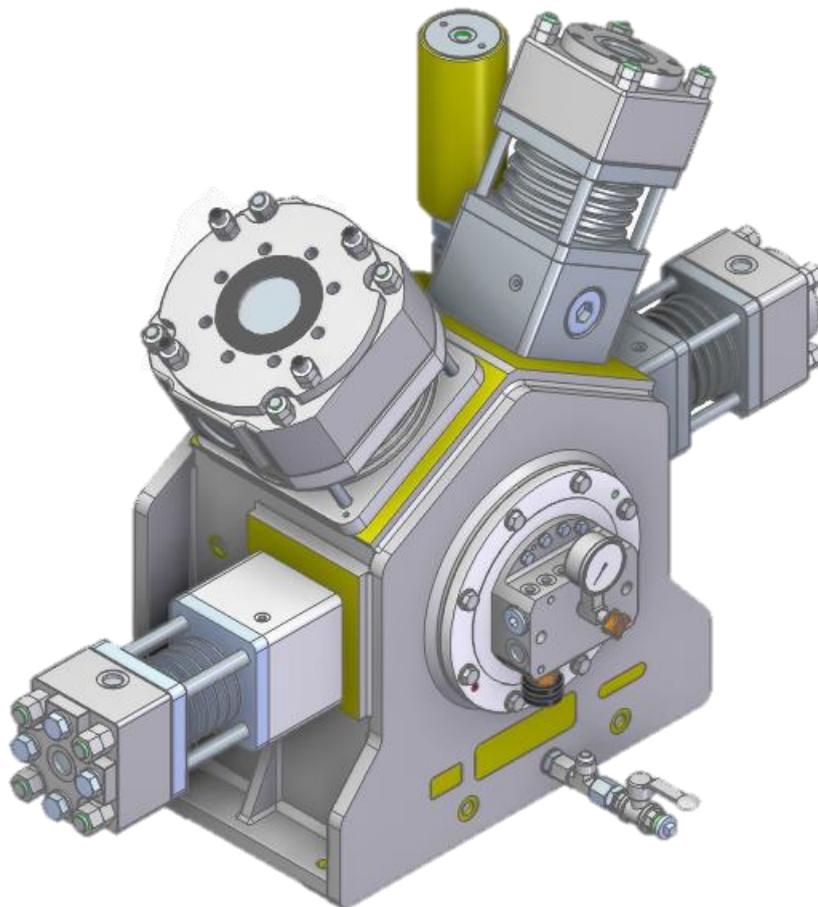
In Figura 5 è riportato tutto il sistema di compressione, dotato di motore elettrico scambiatori di calore e strumentazione necessaria. L'azienda fornisce l'intero sistema di compressione con annessa anche la logica di controllo.

Il compressore S9 fa parte della famiglia di compressori serie S, che vengono distinti sulla base della corsa del pistone (S7  $\rightarrow$  72mm; S9  $\rightarrow$  95 mm).

Questa serie di compressori è stata progettata con un'attenzione particolare alla semplicità costruttiva e al costo. Il risultato è una macchina che viene assemblata in circa quattro ore,

economica e dalla semplice manutenzione. Il principale campo di applicazione di questa macchina sono le stazioni di rifornimento del metano, dove la presenza di sistemi di stoccaggio permette di limitare il numero di avviamenti necessari, i quali costituiscono una fase critica per la macchina e i suoi componenti. Il numero limitato di avviamenti consente infatti di salvaguardare le parti più fragili o esposte ad un'usura maggiore che possono essere sostituite durante la manutenzione ordinaria. Attuando le strategie di manutenzione preventiva è possibile ottenere un'elevata affidabilità della macchina. In condizioni di utilizzo standard la manutenzione ordinaria viene eseguita ogni 2 anni o 8000 ore di funzionamento e prevede:

- Controllo ed eventualmente sostituzione dell'anello di tenuta della carcassa;
- Sostituzione delle bielle in alluminio;
- Verifica delle camicie gas e testa croce per il controllo delle condizioni delle superfici di strisciamento.



**Figura 6: Corpo compressore S9**

Di seguito vengono elencati i principali elementi del compressore.

## 2.1. Le bielle

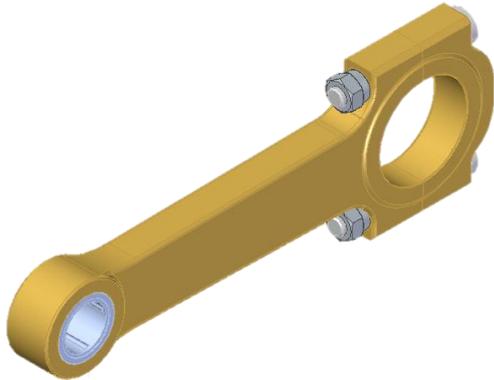


Figura 7: Biella del compressore S9

Le bielle sono realizzate in alluminio; all'interno dell'occhio di biella viene alloggiato un cuscinetto a rulli che appoggia direttamente sullo spinotto la cui superficie viene trattata per garantire la corretta durezza superficiale. La caratteristica particolare di questo componente è l'assenza di un sistema atto a ridurre l'attrito tra il piede di biella (alluminio) e il manovellismo (acciaio) che determina quindi lo strisciamento tra le due

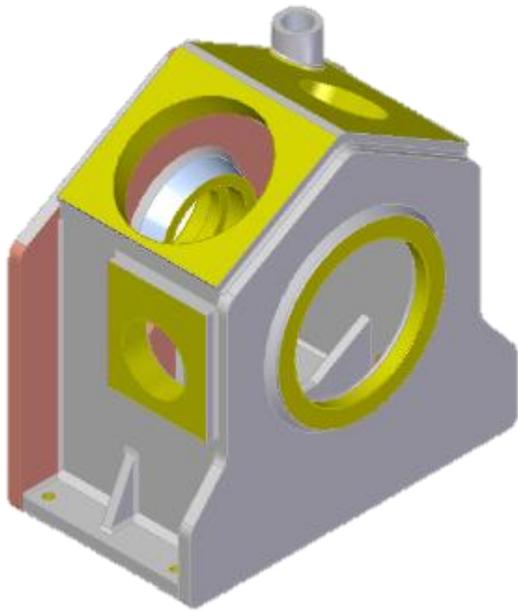
superfici. Per evitare una rapida usura della superficie di strisciamento della biella, l'interfaccia viene lubrificato con olio tramite un canale realizzato all'interno dell'albero. Questa caratteristica ha motivato una diversa configurazione, che prevede l'inserimento della pompa dell'olio a parte rispetto alla configurazione con pompa dell'olio in asse. Nella configurazione con pompa in asse, rigidamente collegata all'albero motore, l'avviamento della macchina, soprattutto in quelle con molti avviamenti orari, risulta una fase critica per lo strisciamento non lubrificato. La configurazione con la pompa dell'olio a parte, alimentata da un altro motore elettrico, consente una maggiore flessibilità svincolando l'alimentazione del compressore dalla pompa dell'olio. Questa configurazione si adatta bene anche nel caso di utilizzo di *inverter*, con numero di giri del compressore differente da quello di progetto. Tale soluzione ha come principale vantaggio quello di consentire l'avviamento anticipato della pompa dell'olio indipendentemente dal compressore, lubrificando l'interfaccia tra le bielle e l'albero.

Infine, la biella è l'elemento più fragile della catena di rigidità di ciascuno stadio, con un carico limite di progetto è pari a  $20'000 N$ . Tale limite di resistenza del componente rappresenta un vincolo per il dimensionamento del corpo del compressore con il relativo set di diametri e pressioni corrispondenti.

## 2.2. La carcassa

Il compressore S9, per evitare la presenza delle tenute asta sui diversi stadi, dispone di una carcassa collegata direttamente all'aspirazione, che risulta quindi un recipiente in pressione. Gli eventuali trafiletti di gas attraverso le tenute dei pistoni sono raccolti nella carcassa per poi

riconfluire nell'aspirazione passando attraverso un filtro. La scelta della carcassa in pressione consente l'eliminazione o la riduzione al minimo delle perdite di gas verso l'ambiente esterno, nel rispetto delle normative sempre più stringenti in materia di emissioni inquinanti.



**Figura 8: Carcassa compressore S9**

La carcassa del modello S9 è realizzata mediante un processo di saldatura di lamiere in acciaio di spessore pari a 20 mm. Le saldature sono realizzate a filo continuo da entrambi i lati, sia sulle giunzioni esterne che su quelle interne, al fine di garantire la tenuta del componente.

Sulla parete frontale della carcassa, in base alla configurazione scelta, vengono montati:

- la pompa dell'olio nel caso di configurazione con pompa in asse;
- il distributore della pompa dell'olio nel caso di configurazione con pompa a parte.

In entrambe le soluzioni è presente un coperchio

di alluminio, che garantisce la tenuta in pressione mediante tenute polimeriche (O-Ring).

La tenuta posteriore della carcassa rappresenta il componente più critico per la presenza dell'albero. Per garantire la tenuta statica e dinamica viene utilizzato un anello di grafite prodotto da *EagleBurgmann S.p.A.* che striscia su un anello lappato solidale all'albero; questo sistema, con l'ausilio di molle, garantisce il contatto tra le due superfici isolando l'ambiente interno da quello esterno.

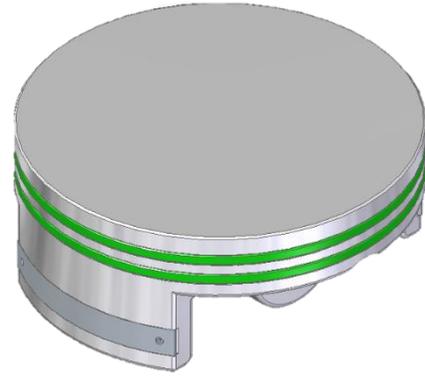
L'anello in grafite è un elemento particolarmente delicato per i seguenti aspetti:

- **Precisione montaggio** Dal montaggio deriva la vita del componente, in caso di corretto montaggio si ha una vita di più di 8000 ore, mentre in caso di montaggio errato la durata si riduce a poche decine di ore;
- **Costo del componente** È un componente molto costoso ed è quindi necessario prestare particolare attenzione al suo mantenimento.

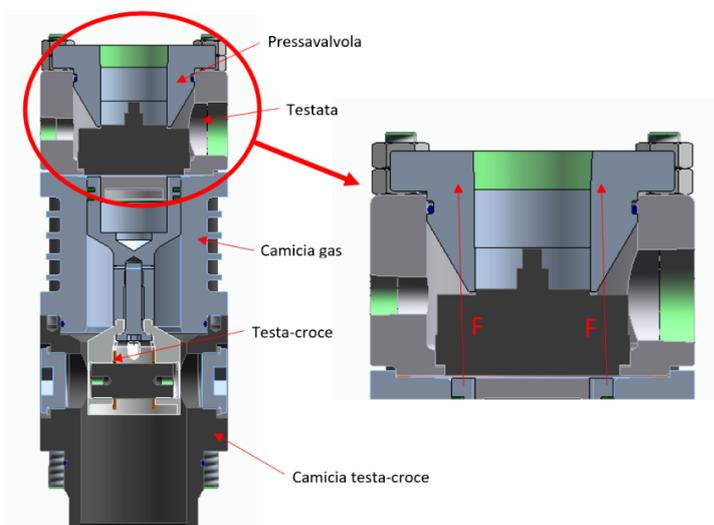
## 2.3. Pompanti

Per quanto riguarda l'analisi dei pompanti è possibile eseguire una macro-distinzione dividendo il primo stadio dagli altri tre.

Il primo stadio non è dotato di testa-croce e la biella agisce direttamente sullo spinotto solidale al pistone. Questo è consentito dal diametro di misura elevata del pistone che permette l'alloggiamento dello spinotto. Il pistone, soggetto a forze sia longitudinali che trasversali, è stato progettato con un rapporto altezza-diametro elevato per evitare l'impuntamento. Inoltre, per scongiurare ulteriormente questo fenomeno, sono stati inseriti *slydring* che favoriscono lo strisciamento supportando le spinte laterali.



**Figura 9: Pistone di primo stadio**



**Figura 10: Sezione del secondo stadio**

I pompanti di 2°, 3° e 4° stadio sono montati sui relativi testa-croce e i pistoni sono vincolati solidalmente a questi ultimi utilizzando un collegamento filettato. Essendo tutti i pompanti a singolo effetto, la vite non è mai sollecitata se non durante l'avviamento, dove ha il compito di evitare che il pistone vada a colpire la valvola. Il testa-croce è

un meccanismo che permette di scaricare il pistone dagli sforzi laterali, migliorando la condizione di lavoro delle tenute sul pistone e in questa applicazione ha l'ulteriore scopo di alloggiare lo spinotto per i problemi di dimensioni descritti sopra.

## 2.4. Pompa dell'olio

La pompa dell'olio è un elemento importante dal quale dipendono alcune scelte progettuali. Per prima cosa si definiscono di seguito le due diverse configurazioni possibili:

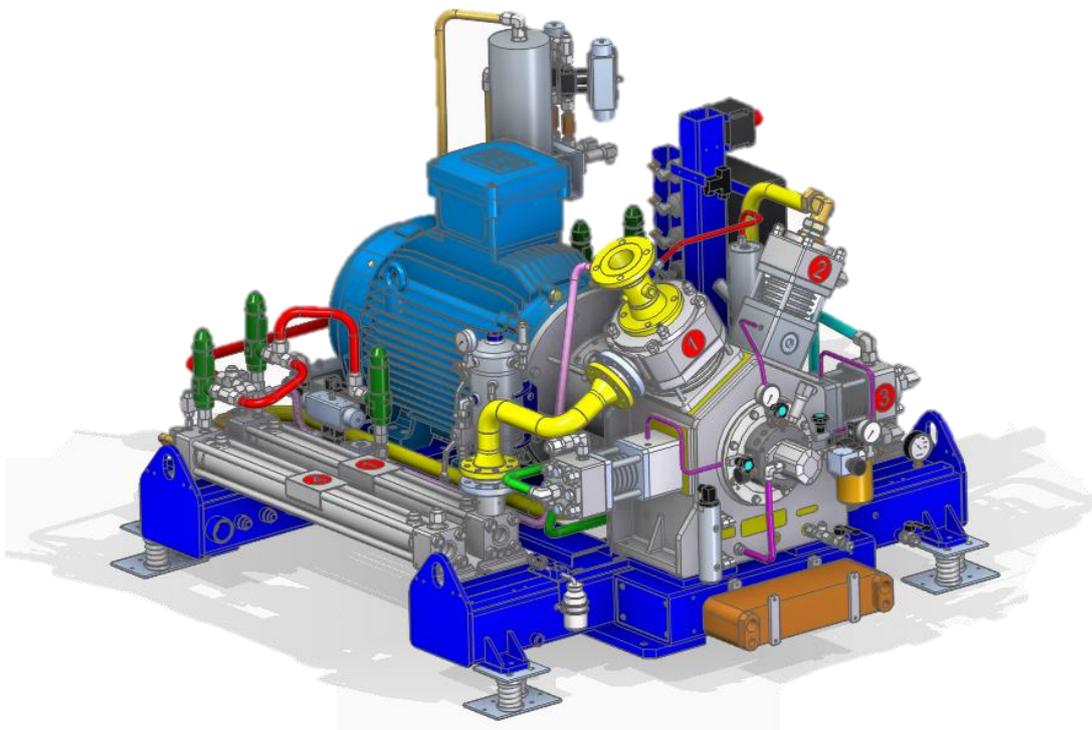
- **Pompa dell'olio in asse** In questa configurazione la pompa dell'olio è in asse con il corpo compressore, per cui viene trascinata dallo stesso motore elettrico.

La configurazione in asse presenta alcune limitazioni:

- o Riduzione potenza utile al compressore, in quanto parte dell'energia fornita dal motore elettrico viene assorbita per alimentare la pompa dell'olio;

- Partenza a secco, dal momento che nel caso di macchine che devono fare molti avviamenti orari si è rilevata una rapida usura delle bielle che necessitano di sostituzioni più frequenti;
- Impossibilità di utilizzare un *inverter* per il controllo della velocità del motore elettrico, poiché cambierebbe anche la velocità della pompa non risultando più adeguatamente dimensionata per il compito che deve svolgere.

Questa configurazione ha come importante vantaggio quello di un'installazione più semplice e richiede inoltre un numero inferiore di componenti ausiliari non necessitando di un motore elettrico dedicato all'alimentazione della pompa.



**Figura 11: Sistema di compressione con pompa in asse**

- **Pompa dell'olio a parte** Questa configurazione rispetto alla precedente permette di avere una gestione più flessibile della macchina a fronte di una maggiore complessità impiantistica e un maggiore costo per via del motore elettrico ausiliario. Questa scelta sempre più diffusa permette di migliorare notevolmente la vita a fatica delle bielle e permette di eseguire alcuni processi preliminari, quali il riscaldamento dell'olio prima della messa in esercizio del compressore e il raffreddamento del manovellismo dopo il suo spegnimento. Un ulteriore vantaggio è che tutta la potenza fornita è resa disponibile al compressore, permettendo quindi un dimensionamento più accurato della macchina

senza la necessità di tenere conto della potenza per gli ausiliari. Infine, questa configurazione lascia una maggiore libertà per quanto riguarda la regolazione della velocità di esercizio del compressore consentendo l'introduzione di un *inverter*.

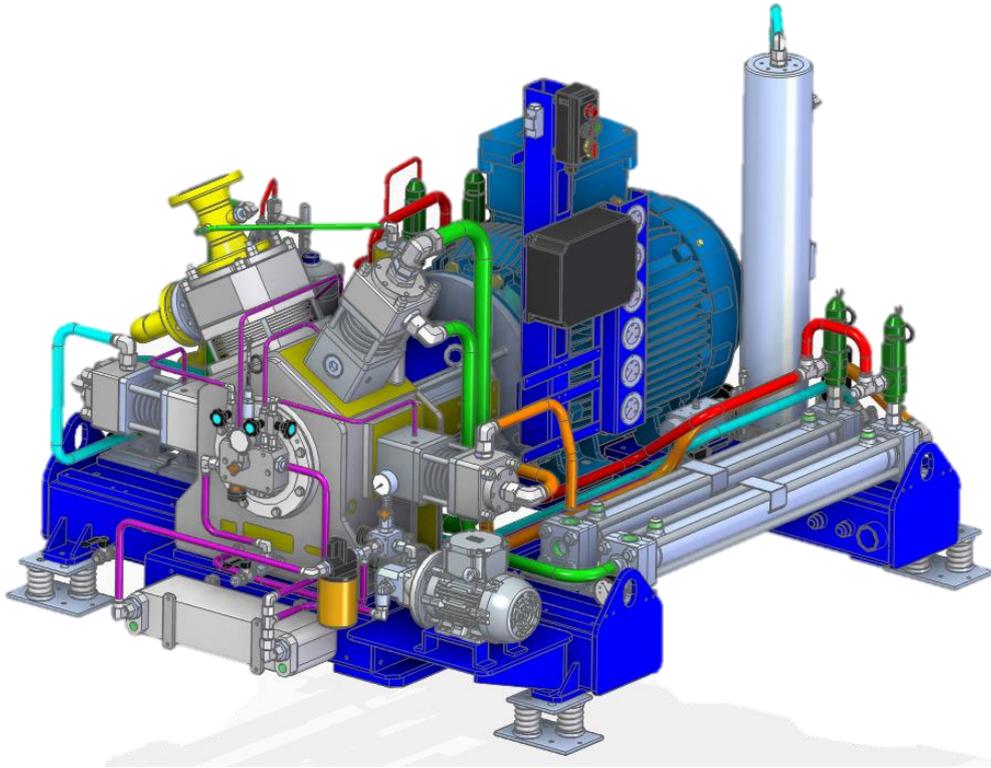


Figura 12: Sistema di compressione con pompa a parte

## 2.5. Regolazione della portata

La regolazione della portata in questa serie di compressori è generalmente eseguita con una valvola di ricircolo. La valvola di ricircolo è montata all'uscita dello scambiatore del primo stadio, pertanto, una parte della mandata viene rinviata in aspirazione e processata nuovamente dal primo stadio, inserendo all'interno del circuito di ricircolo una valvola riduttrice al fine di riportare il valore di pressione a quello di aspirazione. Questa scelta non è la più efficiente dal punto di vista energetico in quanto lo stesso gas viene processato dal compressore più di una volta. La più efficiente consisterebbe piuttosto nell'utilizzo di un *inverter* per regolare la velocità di rotazione del motore elettrico e di conseguenza la portata elaborata dal compressore, che tuttavia costituisce anche la scelta più costosa.

# 3.Criticità del prodotto e soluzioni

La razionalizzazione del prodotto passa attraverso alcuni passaggi fondamentali:

- Identificazione del problema;
- Modifica delle scelte progettuali;
- Verifica delle modifiche in maniera iterativa;
- Applicazione delle modifiche.

Questo processo è stato compiuto al fine di migliorare la produzione, lo stato di fornitura e le prestazioni della macchina, con un'attenzione particolare al risvolto economico delle scelte.

La prima fase riguarda l'identificazione degli elementi critici del prodotto oggetto della tesi, riassunti nella seguente lista:

- Carcassa compressore.
- Geometria volume interno alla testata.
- Aumento della sezione di uscita della mandata.

Nei paragrafi che seguono viene presentata un'analisi dettagliata di ciascuno degli elementi critici appena elencati insieme alle relative soluzioni proposte.

## 3.1. La carcassa

### 3.1.1. Criticità

La carcassa del compressore modello S9, come descritto nel capitolo 2, è ottenuta mediante un processo di saldatura di lamiere in acciaio dello spessore di *20 mm*.

Le criticità di questa soluzione progettuale riguardano diversi aspetti:

- **Realizzazione** Essendo la carcassa un componente in pressione richiede particolare attenzione in quanto la saldatura deve essere eseguita in cordone continuo sia esternamente che internamente. Questo tipo di saldatura risulta particolarmente difficile da realizzare per la geometria del componente;

- **Stato di fornitura** Il processo di saldatura della lamiera richiede un elevato quantitativo di ore ed è esclusivamente realizzabile manualmente da un operatore, con conseguenti limiti di fornitura;
- **Affidabilità** Durante la fase di verifica in pressione del componente si osserva frequentemente la presenza di porosità o di imperfezioni nei cordoni di saldatura con conseguente fuoriuscita di gas, i quali devono quindi essere riparati prima del loro montaggio. Questo problema può generare ritardi nella fase di assemblaggio del compressore;
- **Aspetto economico** Le difficoltà tecniche di realizzazione e la frequente presenza di difetti, come descritto sopra, comportano un elevato costo per singolo pezzo.

### 3.1.2. Soluzioni

La soluzione che si è scelto di adottare per superare questi limiti è la sostituzione del semilavorato ottenuto per carpenteria saldata con il semilavorato ottenuto per fusione in ghisa. La realizzazione del componente in ghisa consente di ridurre le criticità precedentemente analizzate, in particolare:

- La realizzazione del componente risulta semplice dal punto di vista produttivo, essendo ottenuta tramite una colata indipendentemente dalla geometria considerata;
- La fornitura del semilavorato con un processo di realizzazione più semplice richiede meno tempo, consentendo una maggiore disponibilità di pezzi rispetto agli attuali tempi di fornitura;
- I problemi di tenuta risultano minimizzati in quanto il processo, se correttamente eseguito, risulta intrinsecamente omogeneo e senza discontinuità. Questa caratteristica permette di migliorare anche la gestione della produzione, in quanto si evitano i ritardi relativi alla manutenzione dei componenti difettosi;
- Sotto il profilo economico è opportuno considerare il costo dell'attrezzatura necessaria per la realizzazione del semilavorato (stampi e casse d'anima). Nel caso di un componente realizzato per fusione il costo per pezzo è notevolmente inferiore rispetto al costo dello stesso componente ottenuto per saldatura per la minore manodopera necessaria.

## 3.2. Geometria del volume interno alla testata

### 3.2.1. Criticità

L'ulteriore aspetto che è stato identificato come critico è legato alle prestazioni della macchina ed è stato individuato in particolare nella geometria del volume interno alla testata di ciascun pompante. L'identificazione di questo problema è avvenuta a seguito di prove sperimentali eseguite su un compressore strumentato dal quale si sono ottenuti i diagrammi di indicatore che mostrano i livelli di pressione all'interno del cilindro, della mandata e dell'aspirazione per i diversi stadi.

Le prove eseguite hanno permesso di verificare l'andamento delle pressioni reali rispetto a quelle ideali rilevando un notevole scostamento tra le due curve. Tale aspetto sarà oggetto di approfondimento nel capitolo 5.

Alla luce dei risultati ottenuti, sono state identificate due possibili cause di questo comportamento anomalo:

- **Volume esiguo all'interno della testata** Il volume disponibile che il gas va ad occupare in uscita dal cilindro è molto limitato, il che porta ad un rapido aumento di pressione alla mandata. Inoltre, la geometria interna non favorisce il deflusso del gas, andando a peggiorare questa condizione.
- **Mandata limitata** Per le stesse motivazioni espresse in precedenza uno dei limiti è rappresentato dallo smaltimento della portata e di conseguenza dalla dimensione della mandata. Ciò comporta un accumulo di gas all'interno della testata che non può essere smaltito e pertanto si verifica un progressivo aumento di pressione che causa notevoli perdite di carico in uscita dalla testata.

### 3.2.2. Soluzioni

La soluzione proposta si muove lungo due direzioni parallele:

- Modificare la geometria interna andando a ricavare dalle pareti della testata rientranze che permettono di ampliare il volume disponibile per il gas. Questa modifica consente di migliorare il transitorio di mandata del gas in quanto, in seguito al maggiore volume a valle del cilindro, è necessario più tempo per ottenere un aumento della pressione interna. L'ampliamento di volume ha l'obiettivo di ridurre le pulsazioni all'interno della

testata anche al fine di migliorare il transitorio della valvola evitando le oscillazioni di quest'ultima che porterebbero ad una rapida usura;

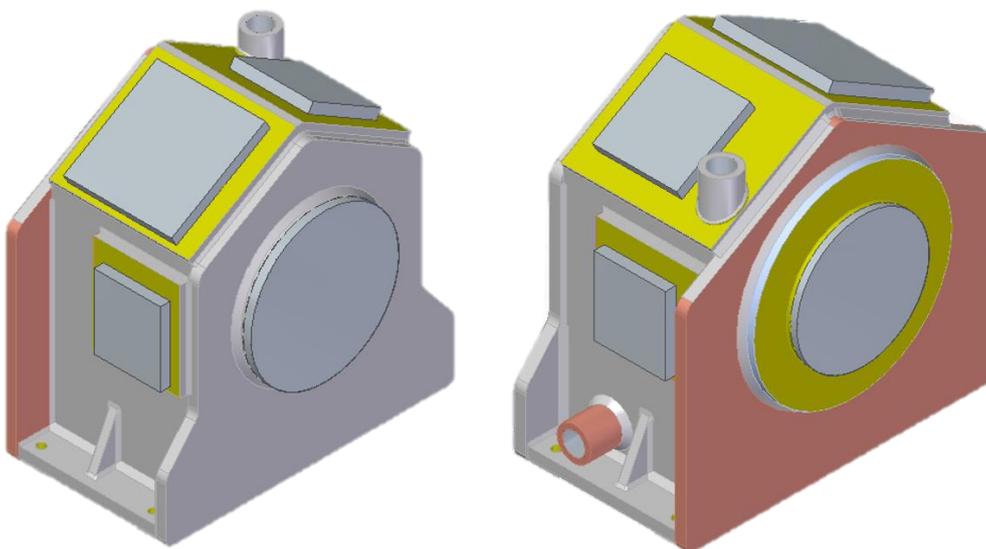
- Raddoppiare la mandata. Questa modifica è stata applicata al fine di limitare il progressivo aumento di pressione che si osserva rispetto al caso ideale. L'idea alla base di questa modifica è quella di favorire la fuoriuscita di gas evitandone l'accumulo nella testata, che determinerebbe un incremento di pressione dovuto anche alle perdite di carico legate alla portata che deve essere smaltita.

## 4. Carcassa

Il primo passo compiuto nella riprogettazione del componente è stata l'attenta analisi dello stato dell'arte, un passaggio che risulta fondamentale ogni volta che si vuole apportare una modifica ad un componente, in quanto fornisce il punto di partenza per ogni successivo miglioramento. Come da pratica comune, sono state eseguite simulazioni al fine di verificare la validità delle scelte progettuali effettuate. In particolare, è stato utilizzato il software di simulazione *Ansys®* per eseguire analisi agli elementi finiti del componente in esame. Un passo preliminare prima di procedere con la riprogettazione della carcassa è stata la validazione del modello utilizzato per la simulazione. In particolare, essa è stata eseguita misurando la freccia sia sulla parete frontale che sulla parete posteriore della carcassa, che dalla simulazione sono risultate le zone più deformate, confrontando poi il risultato ottenuto dalle simulazioni con quello sperimentale misurato in campo durante la verifica della carcassa in pressione.

Per eseguire la simulazione è stato utilizzato il modello 3D della carcassa realizzato con il supporto di un software CAD, al quale sono stati aggiunti i modelli 3D dei tappi utilizzati durante la fase di verifica per sigillare i fori. Per limitare il carico computazionale, la geometria è stata semplificata eliminando le forature per la strumentazione, che risultano trascurabili considerando le dimensioni del componente.

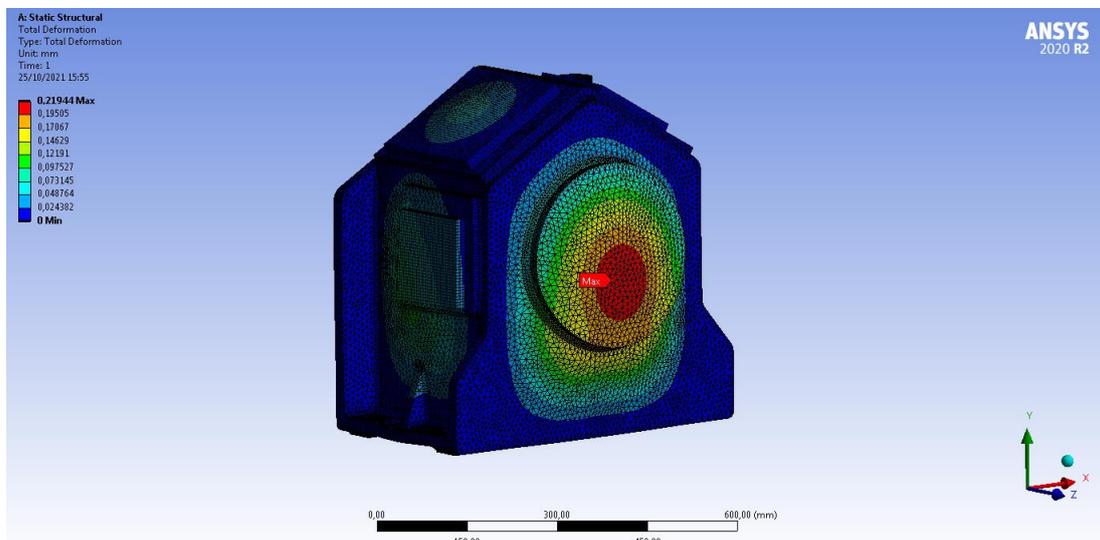
In Figura 13 viene mostrato nel dettaglio il modello utilizzato per la simulazione con i relativi posizionamenti dei coperchi.



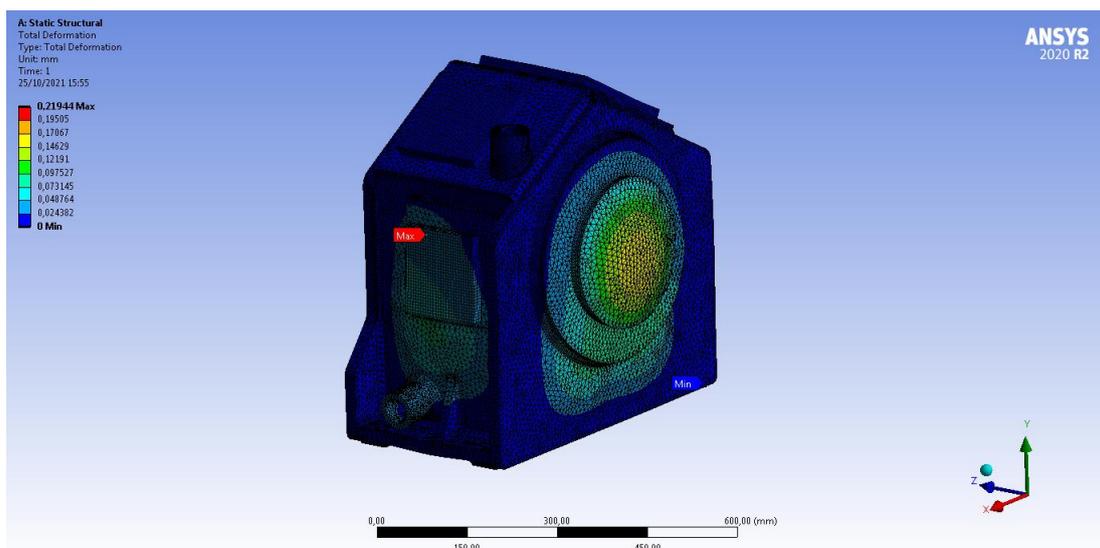
**Figura 13: Carcassa in carpenteria saldata con coperchi**

Il modello è stato importato in ambiente *Ansys*® per eseguire una simulazione che andasse a replicare il processo di verifica in pressione effettuato sul particolare. La simulazione è stata configurata con gli stessi parametri utilizzati durante la fase di verifica in pressione del componente. In particolare, la pressione di verifica utilizzata è 22 *bar* con il componente appoggiato su un supporto rialzato da terra.

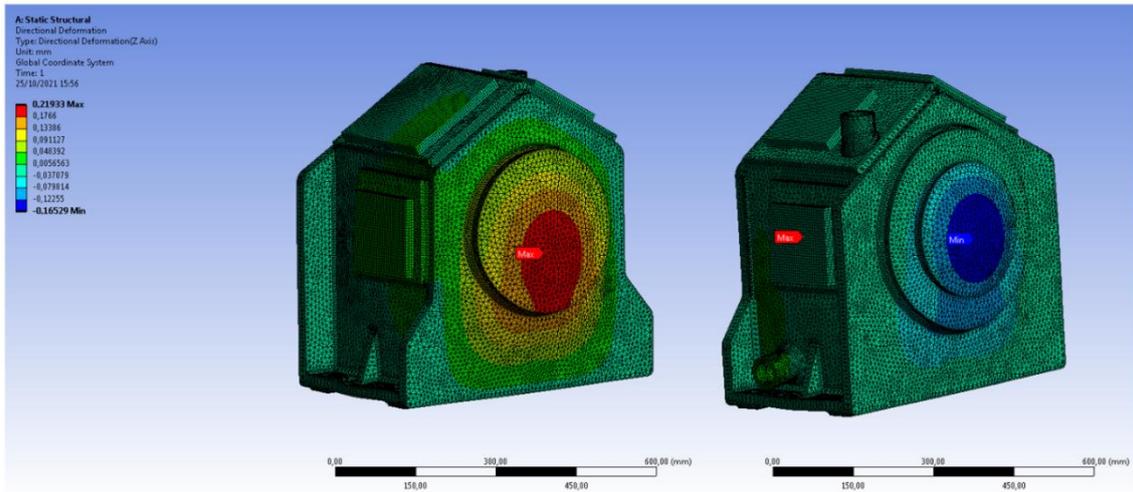
Tra i risultati ottenuti dalla simulazione, l'attenzione è stata posta principalmente sulla deformazione direzionale in direzione dell'asse dell'albero. Tale scelta è motivata dal processo di misurazione effettuato sul campo. Sulla base di queste premesse, vengono riportati di seguito i risultati della deformazione totale (Figura 14 e Figura 15) e della deformazione direzionale (Figura 16 e Figura 17).



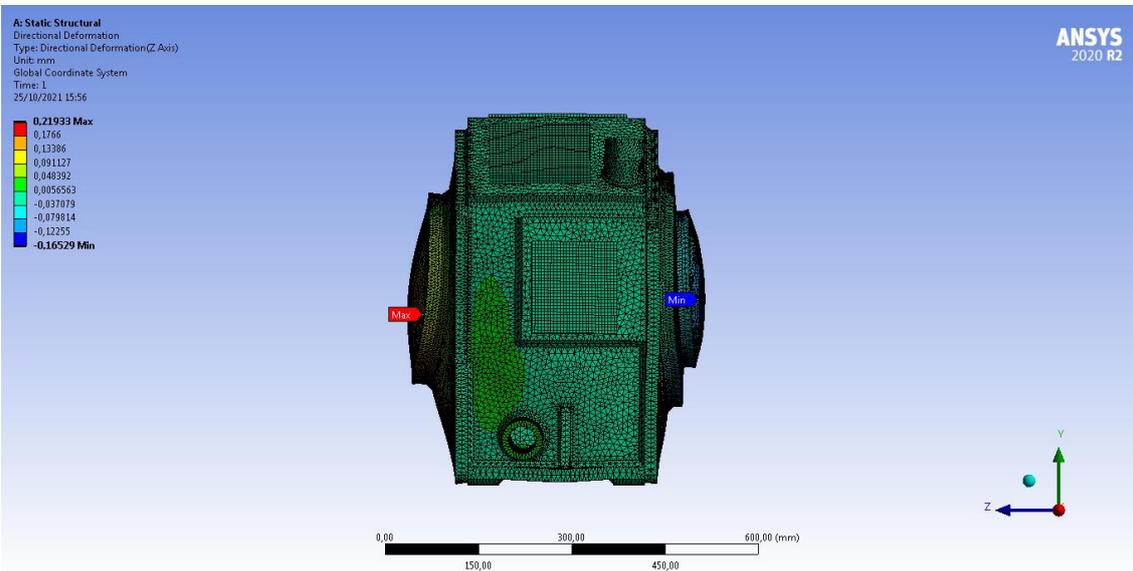
**Figura 14: Deformazione totale parete frontale**



**Figura 15: Deformazione totale parete posteriore**



**Figura 16: Deformazione direzionale parete frontale e parete posteriore**



**Figura 17: Deformazione direzionale**

Questi risultati costituiscono un punto di partenza per intraprendere lo sviluppo del nuovo prodotto e un elemento di riferimento per la valutazione di futuri miglioramenti.

## 4.1. Verifica componente reale

Le misurazioni sul componente reale sono state eseguite durante la fase di verifica in pressione della carcassa; al fine di ottenere dati più precisi, sono state eseguite misurazioni su più componenti.

Il processo di misura è stato eseguito posizionando un comparatore, il quale consente di verificare la deformazione di un componente rispetto al supporto di riferimento su cui viene montato. La misura non è stata rilevata direttamente sulla carcassa ma sul coperchio e, per

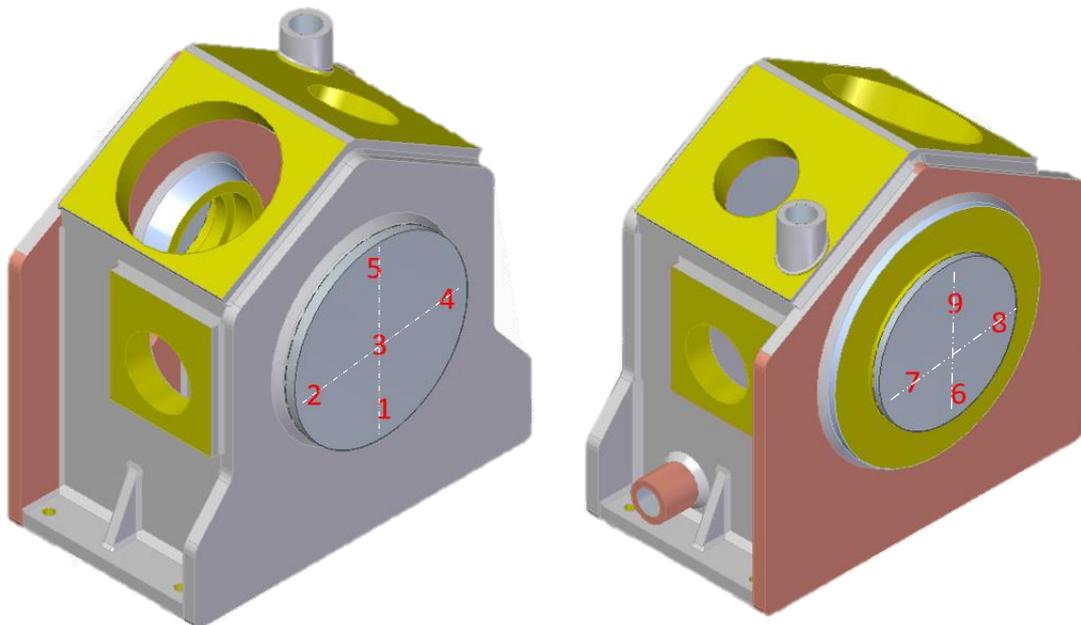
ottenere un valore più affidabile, le rilevazioni sono state effettuate più volte in ciascun punto di misura, facendo poi riferimento al valore medio, e in più punti.

Dalla simulazione riportata in precedenza è emerso che la nervatura esterna della carcassa non risulta deformata in maniera significativa, per cui si è deciso di posizionare lo strumento di misura su questa porzione di superficie per mantenere un riferimento solidale al corpo. Questa scelta deriva dall'impossibilità di utilizzare un piano tarato per le misurazioni.

In Figura 18 è riportato l'allestimento per la misura effettuata sul componente reale, seguito dal modello 3D in Figura 19 sul quale sono stati annotati i diversi punti di misurazione.



**Figura 18: Allestimento per le misurazioni sul componente reale**



**Figura 19: Modello 3D con indicazione punti di misura**

Fatte queste premesse, in Tabella 1 sono riportati i valori medi, espressi in millimetri, ottenuti dalle misurazioni effettuate sul componente:

	Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4	Punto 5	Punto 6	Punto 7	Punto 8	Punto 9
Test 1	0,21	0,17	0,24	0,17	0,10	0,17	0,13	0,14	0,10
Test 2	0,22	0,17	0,23	0,16	0,10	0,17	0,14	0,14	0,10
Test 3	0,21	0,17	0,24	0,17	0,11	0,18	0,14	0,14	0,10
Media	0,213	0,17	0,237	0,167	0,103	0,173	0,137	0,14	0,10

**Tabella 1: Risultati delle deformazioni misurati sul componente reale**

Il passo successivo è stato il confronto dei risultati ottenuti dalle misurazioni sperimentali con i risultati ottenuti dalla simulazione. Ci si aspetta che questi ultimi siano minori rispetto a quelli che si ottengono dalle misurazioni reali, in quanto la rigidità del componente reale sarà generalmente inferiore rispetto a quella del componente simulato, il quale non risente degli effetti legati ad imperfezioni del materiale e del processo produttivo che nella realtà sono invece sempre presenti.

In particolare, analizzando i risultati della simulazione agli elementi finiti negli stessi punti su cui sono state eseguite le misurazioni, si ottiene:

	Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4	Punto 5	Punto 6	Punto 7	Punto 8	Punto 9
FEM	0,193	0,148	0,204	0,148	0,093	0,156	0,125	0,125	0,088

**Tabella 2: Risultati delle deformazioni sulla simulazione FEM**

Più nel dettaglio, dal confronto emerge che i risultati della simulazione sono inferiori del 15% rispetto alle misurazioni reali, ovvero nel caso simulato la rigidità del componente risulta superiore, come atteso. Tale risultato ci permette di considerare la simulazione rappresentativa del comportamento reale del particolare.

## 4.2. Modifiche della geometria

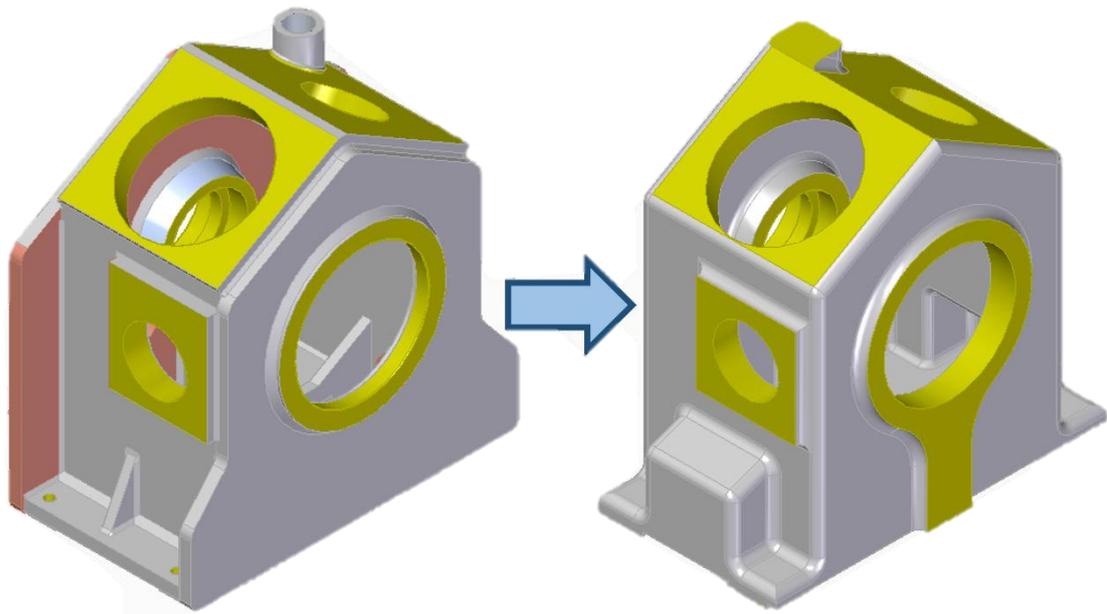
Terminata la prima fase di verifica del modello agli elementi finiti, si è passati alla fase di progettazione del componente per fusione. In questa fase si sono apportate le dovute modifiche alla geometria per favorire il processo produttivo, eliminando i sottosquadri presenti nella geometria della carcassa in carpenteria. La definizione del design del nuovo componente prevedeva alcuni vincoli progettuali al fine di evitare ulteriori modifiche al compressore, legati in particolare a:

- Punti di collegamento con il basamento;

- Ingombro esterno.

Questi due vincoli hanno limitato le possibilità di variare la geometria di base, pertanto, partendo dal particolare saldato, sono stati modificati e spostati alcuni elementi per consentire il corretto processo produttivo.

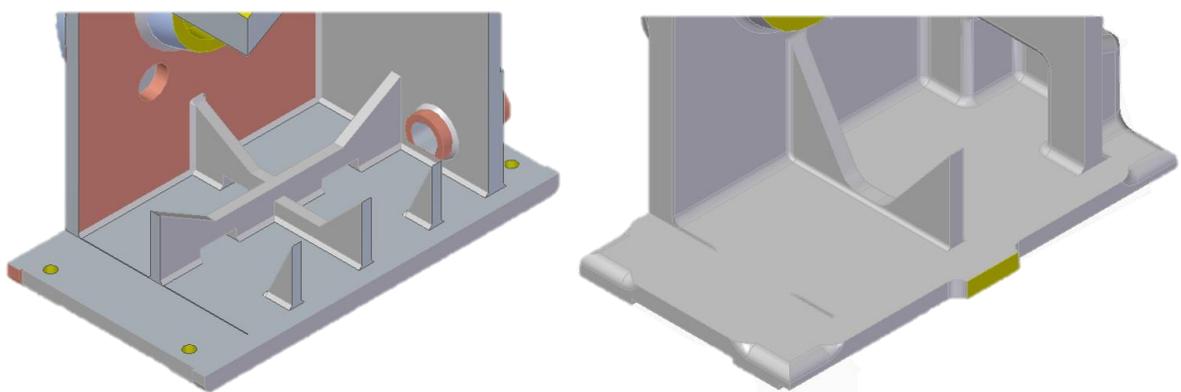
Di seguito, in Figura 20, vengono riportate in parallelo la configurazione iniziale e la configurazione modificata per la fonderia.



**Figura 20: Passaggio dalla carcassa in carpenteria saldata alla carcassa realizzata per fusione**

Le modifiche nella geometria che sono state applicate al modello si possono riassumere in:

- Eliminazione delle nervature poste esternamente sulle facce laterali;
- Cambiamento alla geometria delle nervature interne, modifica pensata al fine di evitare sottosquadri e dimensionata in modo da ridurre le deformazioni lungo la direzione dell'asse dell'albero, ponendo l'attenzione sulla faccia frontale e su quella posteriore (Figura 21);



**Figura 21: Geometria delle nervature a confronto**

- Spostamento della posizione di attacco del filtro a candela, che, come per le nervature interne, è stato necessario al fine di evitare la presenza di un sottosquadro;
- Inserimento di volumi laterali, con la doppia finalità di irrigidire la struttura laterale della carcassa e di aumentare il volume disponibile per l'olio di lubrificazione e conseguentemente andare a ridurre il numero di riempienti;
- Introduzione di una zona sulla faccia frontale della carcassa con uno spessore maggiorato per limitare la deformazione della faccia frontale.

Come descritto nel capitolo 2 la caratteristica fondamentale di questo componente è il fatto di essere un recipiente che deve garantire la tenuta e deve essere verificato in pressione. A questo fine è stato fatto riferimento alla normativa UNI EN 13445-6 riguardante i recipienti in pressione realizzati in ghisa sferoidale. Questa normativa è armonizzata alla direttiva PED (Pressure Equipment Directive) e fornisce le linee guida per verificare il componente realizzato, pertanto assicura che seguendo i criteri di verifica descritti nella normativa il componente rientri anche nelle specifiche della direttiva di riferimento. All'interno della normativa per componenti di elevata complessità viene approvato l'utilizzo di analisi agli elementi finiti, motivo per cui, data la geometria ottenuta, la fase di verifica è stata supportata dal software di simulazione *Ansys®* per l'esecuzione di analisi FEM.

Il procedimento di dimensionamento è avvenuto in maniera iterativa andando a cambiare i seguenti parametri:

- Spessore di parete;
- Angolo di attacco delle nervature interne.

È importante sottolineare come il cambiamento più significativo sia quello inerente al cambio di materiale, passando da un acciaio da costruzione (UNI EN 10025-2 S355 JR) ad una ghisa (UNI EN 1563 GJS-400-18). Di seguito in Tabella 3 vengono riportate le caratteristiche dei due materiali per eseguire un confronto.

	S355 JR	GJS-400-18
Densità (kg/m <sup>3</sup> )	7850	7200
Modulo elastico (N/mm <sup>2</sup> )	210'000	169'000
Carico snervamento (N/mm <sup>2</sup> )	355	250
Carico Rottura (N/mm <sup>2</sup> )	510	400
Durezza HB	180	170

**Tabella 3: Caratteristiche dei materiali a confronto**

Come si evince dalla tabella riportata, la resistenza dell'acciaio è notevolmente superiore rispetto a quella della ghisa sferoidale; in particolare è necessario evidenziare che il limite di questo componente è la natura del carico, che non è costante ma avviene in maniera ciclica, cosa che rende necessaria una verifica a fatica del componente.

A causa della differenza di resistenza tra acciaio e ghisa, è stato necessario aumentare lo spessore di alcune pareti per ridurre la deformazione sotto carico. Nel caso specifico, lo spessore delle pareti laterali è passato da *20 mm* a *23 mm*, mentre lo spessore della parete frontale e della parete posteriore è stato incrementato da *20 mm* a *30 mm*. Lo spessore delle diverse pareti è stato determinato seguendo un processo iterativo, che prevede successive simulazioni agli elementi finiti per spessori crescenti delle pareti sino al raggiungimento del risultato desiderato in termini di tensioni e deformazioni.

Il secondo passaggio riguarda gli angoli delle nervature, le quali permettono di ridurre ulteriormente la deformazione in direzione dell'asse dell'albero. Il processo iterativo appena introdotto ha portato ad ottenere due angoli diversi, pari a  $30^\circ$  per la parete posteriore e  $40^\circ$  per la parete frontale. La differenza tra le due pareti è motivata dalla maggiore rigidità della parete posteriore che risulta avere delle zone con uno spessore maggiore.

Di seguito viene riportato il processo di calcolo per la verifica della carcassa in accordo con la normativa UNI EN 13445-6 [1]

## **4.3. Verifica secondo UNI EN 13445-6**

### **4.3.1. Condizioni di verifica**

#### **Condizioni operative**

Il processo di verifica parte dalla definizione delle condizioni operative, che rappresentano le specifiche di progetto e quindi definiscono i carichi che il componente deve sopportare durante la messa in esercizio. La prima specifica sul quale si è basata la progettazione della carcassa è la pressione massima  $P_d$  assunta pari a *18 bar* (il valore considerato è preventivamente maggiorato del 10% rispetto a quello di set della PSV (Pressure Safety Valve) tarata a *16 bar*). La seconda specifica è la natura dei carichi affaticanti, per cui si considera un incremento di pressione  $\Delta P$  pari a *16 bar* a partire dalla pressione ambiente, che rappresenta la condizione più gravosa considerando la vita a fatica del componente, con cicli che partono da macchina vuota fino all'apertura delle valvole di sicurezza. Ultima specifica di progetto è il limite massimo di temperatura  $T_c$  pari a *150°C*, legato alla presenza delle guarnizioni e tenute, ed il cui rispetto è garantito dalla presenza di sensori di temperatura.

## Condizioni di test

La normativa definisce la condizione di test che considera la pressione equivalente con la quale eseguire la verifica in pressione. Per la definizione della pressione di test è necessario definire due fattori per tenere conto rispettivamente della temperatura e del ciclo affaticante a cui è soggetto il componente:

- Fattore di correzione per la temperatura:

$$C_T = 1 - 0.001 \cdot (T_c - 20) = \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. 5.2-4})$$

$$1 - 0.001 \cdot (150 - 20) = 0.87$$

- Il fattore che tiene conto del ciclo affaticante:

$$C_Q = 0.9 \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. 5.2-6})$$

Dalla conoscenza di questi fattori è possibile calcolare la pressione di test che vale:

$$P_t = \frac{1.43 \cdot P_d}{C_t \cdot C_Q} = \frac{1.43 \cdot 18}{0.87 \cdot 0.9} = 33 \text{ bar} \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. 7.2-1})$$

### 4.3.2. Caratteristiche del materiale

Il materiale scelto per realizzare la carcassa è l'UNI EN 1563 EN-GJS-400-18. Questo materiale è approvato dalla normativa UNI EN 13445-6 in cui vengono riportate le caratteristiche di resistenza minime che questo materiale garantisce. In Tabella 4 vengono riportate le principali caratteristiche meccaniche e resistenziali.

Material designation		0,2% proof strength $R_{p0,2}$	Modulus of elasticity $E$	Poisson's ratio $\nu$	Density
Symbol	Number	MPa	$10^3$ MPa		kg/dm <sup>3</sup>
EN-GJS-350-22-LT	5.3100	220	169	0,275	7,1
EN-GJS-350-22-RT	5.3101				
EN-GJS-350-22	5.3102				
EN-GJS-400-18-LT	5.3103	240			
EN-GJS-400-18-RT	5.3104	250			
EN-GJS-400-18	5.3105				
EN-GJS-450-18	5.3108	350			

Tabella 4: Dati tecnici della ghisa sferoidale

Per quanto riguarda l'EN-GJS-400-18, il valore 400 nella sigla rappresenta la resistenza a rottura del materiale, che è quindi pari a  $400 \text{ MPa}$ , mentre il valore di resistenza a snervamento  $R_{p0.2}$  è riportato in Tabella 4 ed è pari a  $250 \text{ Mpa}$ .

Questo valore fa riferimento al caso in condizioni standard, quindi eseguito ad una temperatura di  $20^\circ\text{C}$ .

### 4.3.3. Tensione ammissibile

#### Tensione ammissibile nelle condizioni operative

È necessario porre l'attenzione su come variano le caratteristiche del materiale a seconda della temperatura, in quanto si può raggiungere una temperatura massima operativa di  $T_c=150^\circ\text{C}$ .

La conoscenza del valore di temperatura massimo ci permette di valutare lo scadimento delle prestazioni del materiale in tali condizioni:

$$R_{p0.2/T} = C_T \cdot R_{p0.2} = 0.87 \cdot 250 = 217.5 \text{ MPa} \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. 5.2-2})$$

Oltre al fattore di temperatura è necessario considerare un ulteriore elemento relativo allo spessore minimo di parete che dalla normativa risulta pari a:

$$C_e = 1 \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. 5.2-8})$$

In conclusione, considerando i contributi di tutti i fattori, il valore di tensione nominale in condizioni operative risulta essere pari a:

$$f = \frac{R_{p0.2} \cdot C_T \cdot C_e \cdot C_Q}{S} = \frac{250 \cdot 0.87 \cdot 1 \cdot 0.9}{1.5} = 130 \text{ Mpa} \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. 5.2-1})$$

In questo tipo di applicazioni la normativa suggerisce il fattore di sicurezza da tenere in considerazione, che in questo particolare caso è pari a  $1.5$ .

#### Tensione ammissibile alle condizioni di test

Si esegue un procedimento analogo al precedente ma considerando le condizioni di test, in cui si ha come massima temperatura operativa  $T_{test}=20^\circ\text{C}$ . In questo secondo caso la normativa UNI EN 13445-6 stabilisce che il fattore di riduzione per temperatura nelle condizioni di test è pari a:

$$C_T = 1 \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. 5.2-3})$$

Come si può vedere dal valore di fattore ottenuto, la temperatura non influisce sulla resistenza del materiale nel caso di test, che quindi vale:

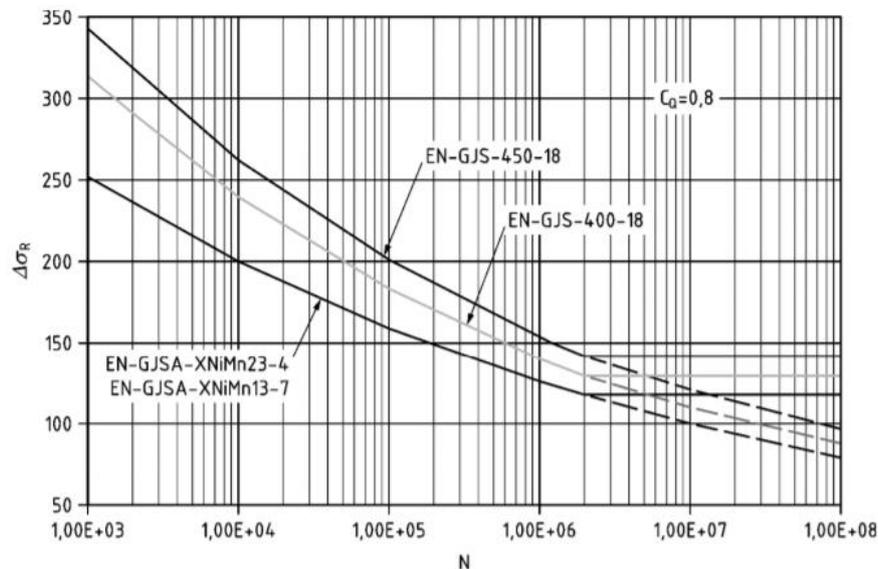
$$R_{p0.2/Test} = C_T \cdot R_{p0.2} = 250 \text{ Mpa} \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. 5.2-2})$$

Il valore di tensione nominale in condizioni di test risulta pari a:

$$f_{test} = \frac{R_{p0.2/t} \cdot C_e}{1,33} = \frac{250 \cdot 1}{1,33} = 198 \text{ Mpa} \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. 5.2-10})$$

## Variazione di tensione ammissibile a fatica

In Figura 22 viene riportato il diagramma della resistenza a fatica del materiale considerato riportato sulla normativa di riferimento:



**Figura 22: Curve di fatica per ghisa sferoidale in condizione di temperatura ambiente**

Dal grafico in Figura 22 è possibile osservare come il materiale, superati 2'000'000 cicli, raggiunge il suo limite inferiore di resistenza pari a  $146 \text{ N/mm}^2$  (UNI EN 13445-6 Fig. D1), mentre aumentando il numero di cicli non si riduce ulteriormente. Quindi quest'ultimo viene considerato come valore di riferimento durante un dimensionamento a fatica a vita infinita di un componente.

Al fine di ottenere il risultato corretto è necessario considerare tutti gli aspetti che influiscono sulla vita del componente a livello di geometria oltre che per le condizioni di carico applicate al componente. A questo proposito sono stati introdotti fattori di correzione della resistenza a vita infinita:

- Fattore dovuto allo spessore massimo di parete:

$$f_e = 0.9 \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. D.6.2.1})$$

- Fattore di correzione dovuto alla temperatura:

$$t^* = 0.75 \cdot t_{max} + 0.25 \cdot t_{min} = \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. D.6.2-4})$$

$$0.75 \cdot 150 + 0.25 \cdot (-10) = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$f_{t^*} = 1.03 - 1.5 \cdot 10^{-4} \cdot t^* - 1.5 \cdot 10^{-6} \cdot t^{*2} = \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. D.6.2-3})$$

$$1.03 - 1.5 \cdot 10^{-4} \cdot 200 - 1.5 \cdot 10^{-6} \cdot 200^2 = 0.99$$

- Fattore di correzione dovuto alla tensione media:

$$f_m = 0.95 \quad (\text{UNI EN 13445-3 Fig. 18.15})$$

- Fattore di correzione complessivo, che tiene conto di tutti gli aspetti è il prodotto di tutti i fattori e risulta pari a:

$$f_u = f_e \cdot f_{t^*} \cdot f_m = 0.9 \cdot 0.99 \cdot 0.95 = 0.847 \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. D.6.3-3})$$

La conoscenza del fattore di correzione complessivo permette di calcolare la variazione di tensione ammissibile, che rappresenta la tensione alternata massima sopportabile dal componente:

$$\Delta\sigma_{all} = \Delta\sigma_R \cdot f_u = 146 \cdot 0.847 = 124 \text{ Mpa} \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. D.6.3-1})$$

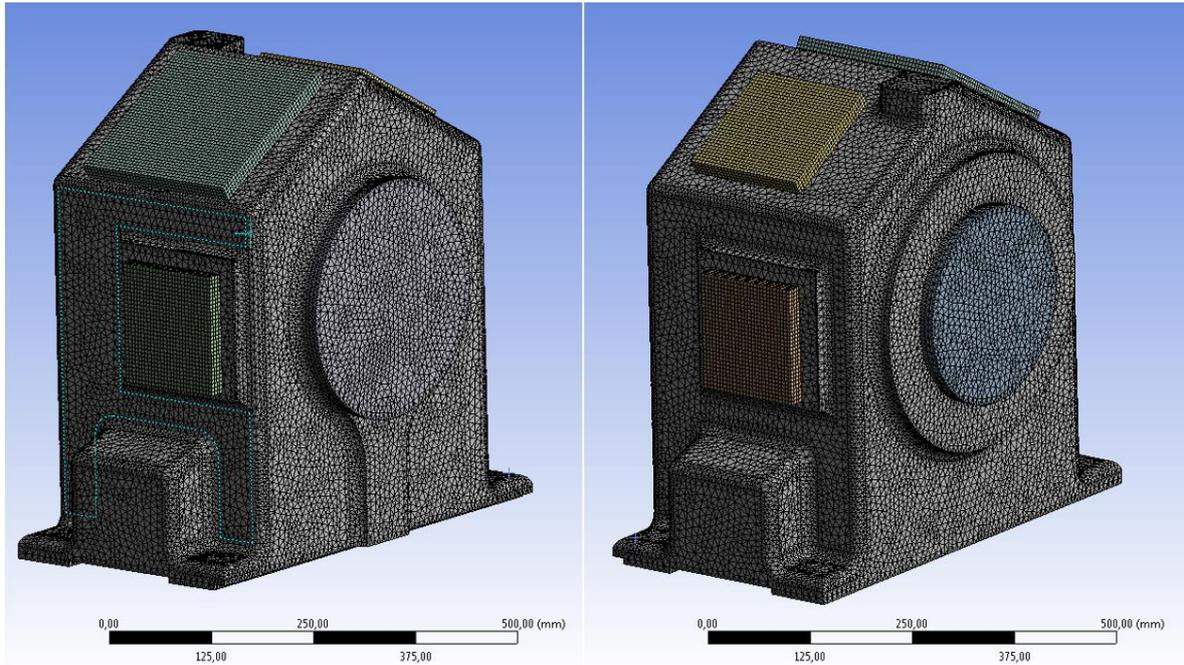
dove  $\Delta\sigma_R$  è la minima resistenza del materiale in caso di dimensionamento a fatica.

#### 4.3.4. Modello agli elementi finiti

La verifica è stata svolta con il supporto di software di progettazione assistita, CAD, e software di simulazione agli elementi finiti per le dovute verifiche strutturali. Il primo passo è stato quello di generare un modello 3D della carcassa, come riportato nel paragrafo precedente, per poi importarlo sul software di simulazione *Ansys*® al fine di realizzare l'analisi.

#### La mesh

La prima fase di una simulazione FEM è la definizione della mesh, ovvero la discretizzazione del componente in un numero finito di elementi.

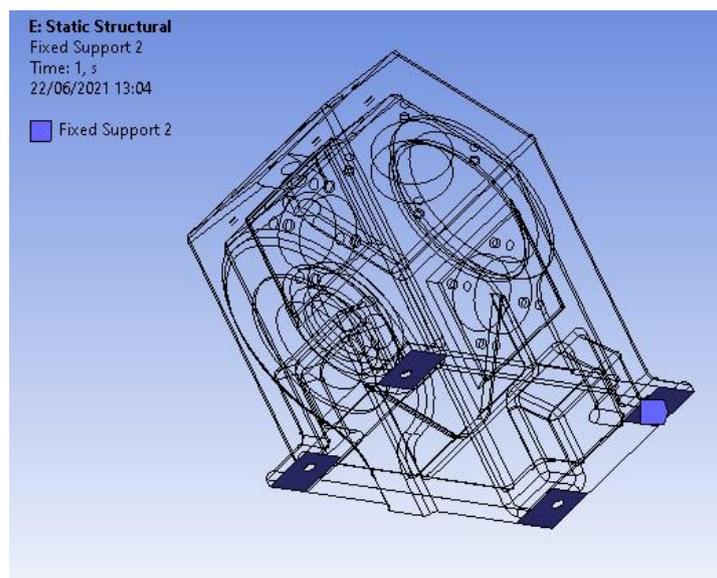


**Figura 23: Mesh per la simulazione agli elementi finiti**

In Figura 23 è riportata la mesh utilizzata per l'esecuzione delle simulazioni. Data la densità di elementi ottenuta, è stato utilizzato un centro di calcolo presso l'azienda.

## Vincoli

Il modello è stato vincolato in modo tale da limitare tutti i gradi di libertà nello spazio. È stata utilizzata la funzione di supporto fisso per simulare la presenza delle slitte in acciaio. Tale scelta è legata alla presenza di collegamenti bullonati che vincolano rigidamente il compressore al basamento.



**Figura 24: Vincoli del modello per la simulazione agli elementi finiti**

## Carichi

Al modello descritto sono stati applicati carichi atti a simulare la presenza dei diversi componenti e sollecitazioni. Il modello matematico della analisi agli elementi finiti prevede la linearità degli sforzi e degli spostamenti, per cui i valori delle forze dipendono linearmente dalla pressione e conseguentemente i risultati delle simulazioni possono essere ricalcolati per linearità a pressioni diverse rispetto a quella di design.

### Pressione interna

In primo luogo, viene simulata la pressione interna alla carcassa. La pressione applicata è quella già precedentemente definita come  $P_d = 18 \text{ bar}$ , che equivale a  $1,8 \text{ MPa}$ . Questa pressione è applicata su tutte le superfici interne come riportato in Figura 25. Nella simulazione sono stati inseriti il coperchio frontale e il coperchio posteriore per rappresentare i componenti presenti nell'applicazione reale.

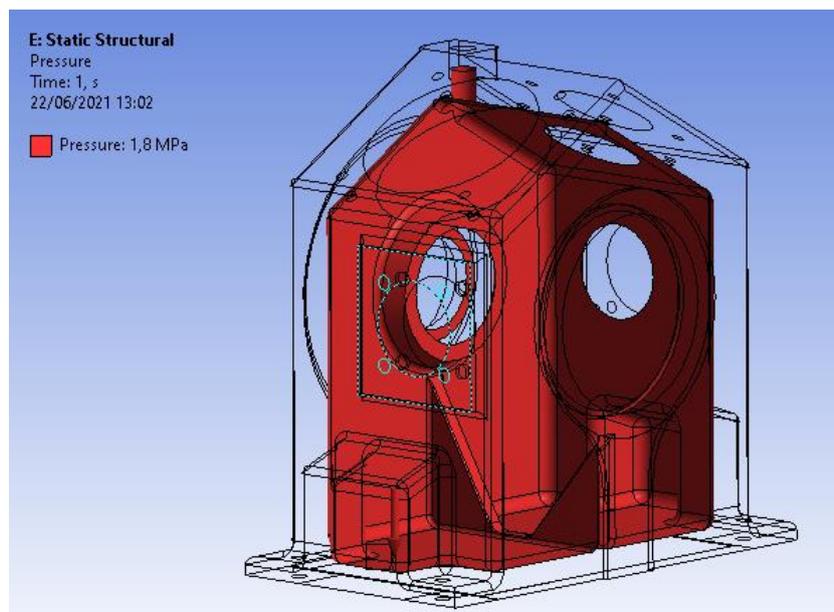
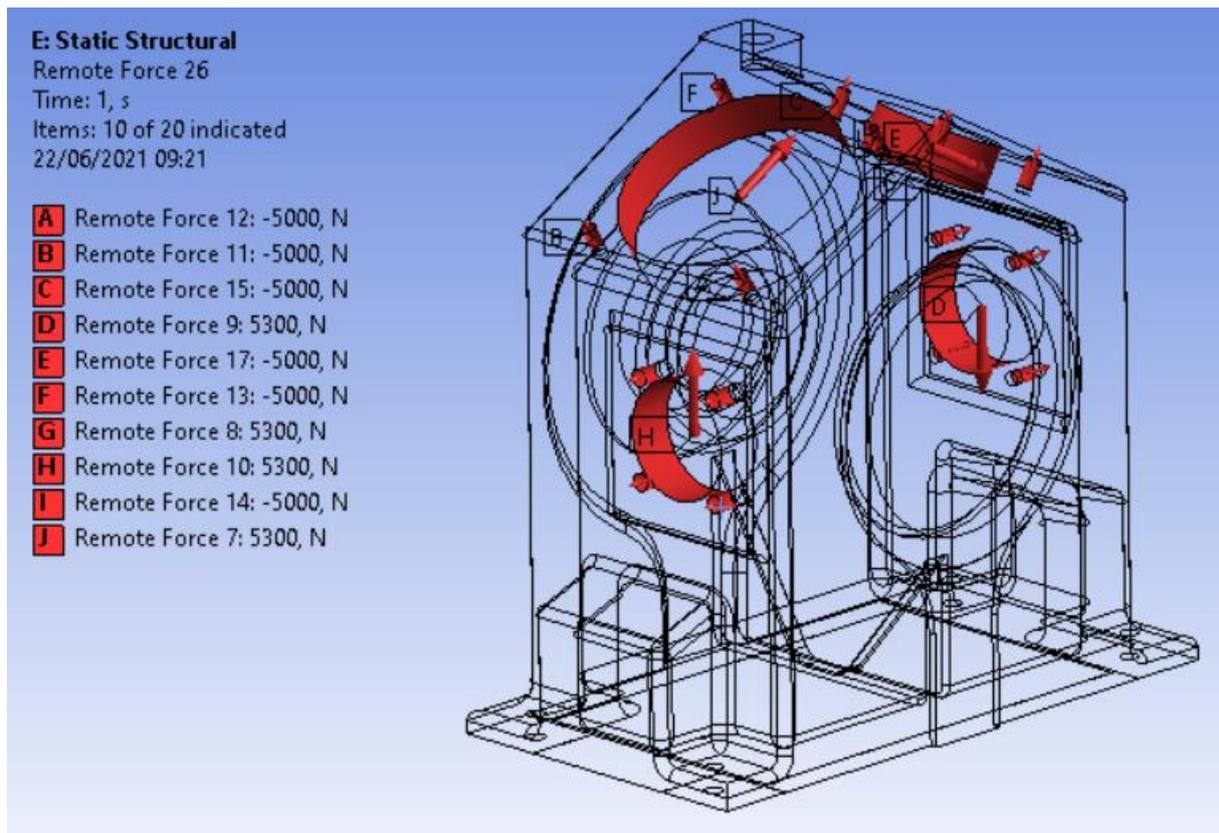


Figura 25: Pressione interna di verifica

### Carichi pompanti

Per quanto riguarda i carichi applicati a ciascun pompante, è stato considerato come limite il carico massimo di lavoro della biella dal punto di vista della resistenza meccanica. La forza massima che può sopportare la biella è di  $20'000 \text{ N}$  in direzione dell'asse del pistone, che viene divisa in 4 componenti, una per ciascun tirante dello stadio. Dato il moto rotatorio, si genera anche una componente che si scarica sulla parete cilindrica, assunta pari a  $5'300 \text{ N}$ .

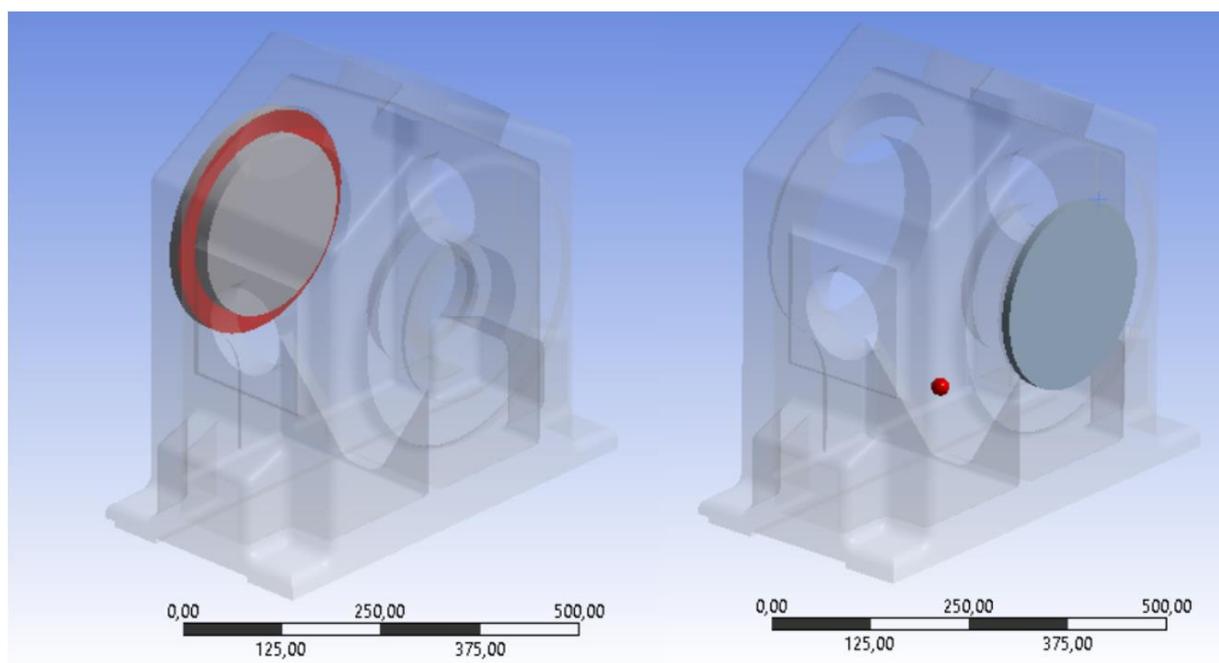
La Figura 26 mostra l'applicazione delle forze descritte.



**Figura 26: Carichi di ogni stadio per la verifica**

### Coperchi pompa e lanterna

Allo scopo di simulare la macchina in funzione sono stati inseriti due coperchi, frontale in alluminio e posteriore in acciaio.



**Figura 27: Vincoli per i coperchi, frontale e posteriore**

## Carico dei cuscinetti

Allo scopo di simulare la presenza dei cuscinetti dell'albero sono stati applicati due carichi con andamento parabolico sulle superfici di accoppiamento, come mostrato in Figura 28. Per ciascun cuscinetto è stata applicata una forza di 20'000 N, valore ottenuto attraverso valutazioni su dati sperimentali.

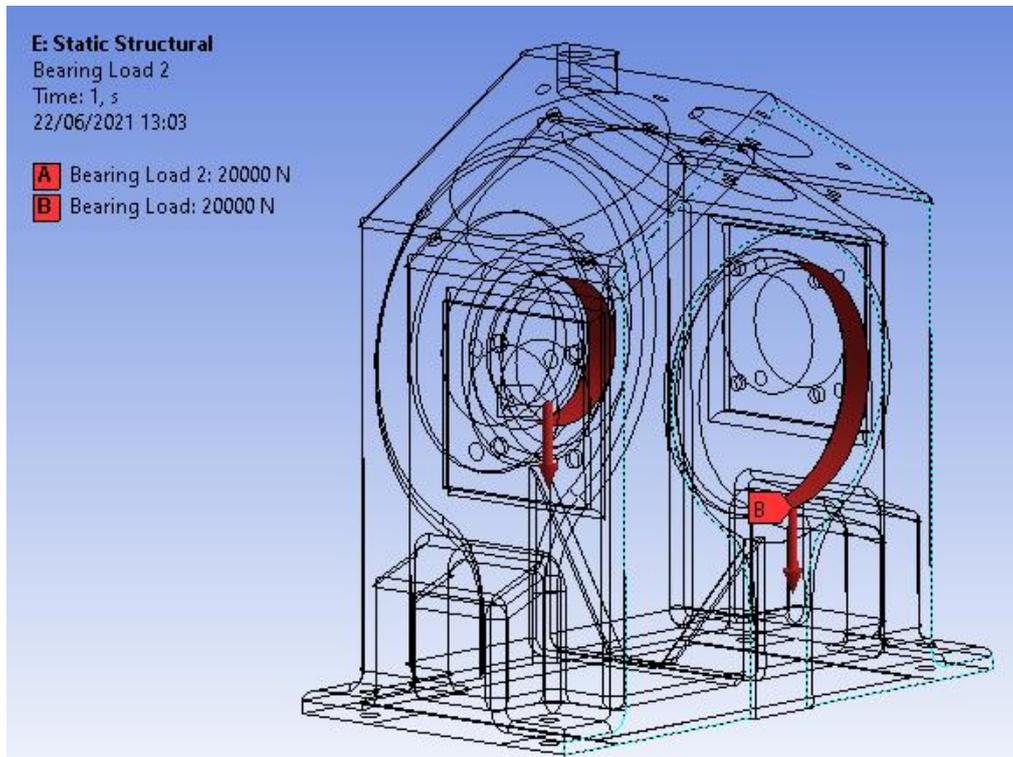
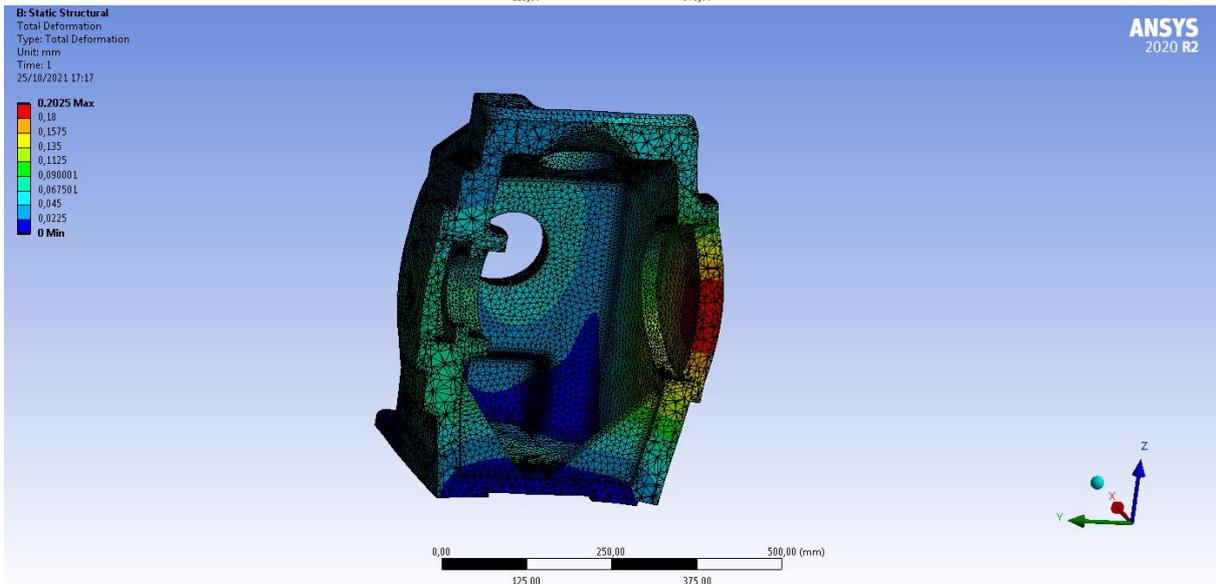
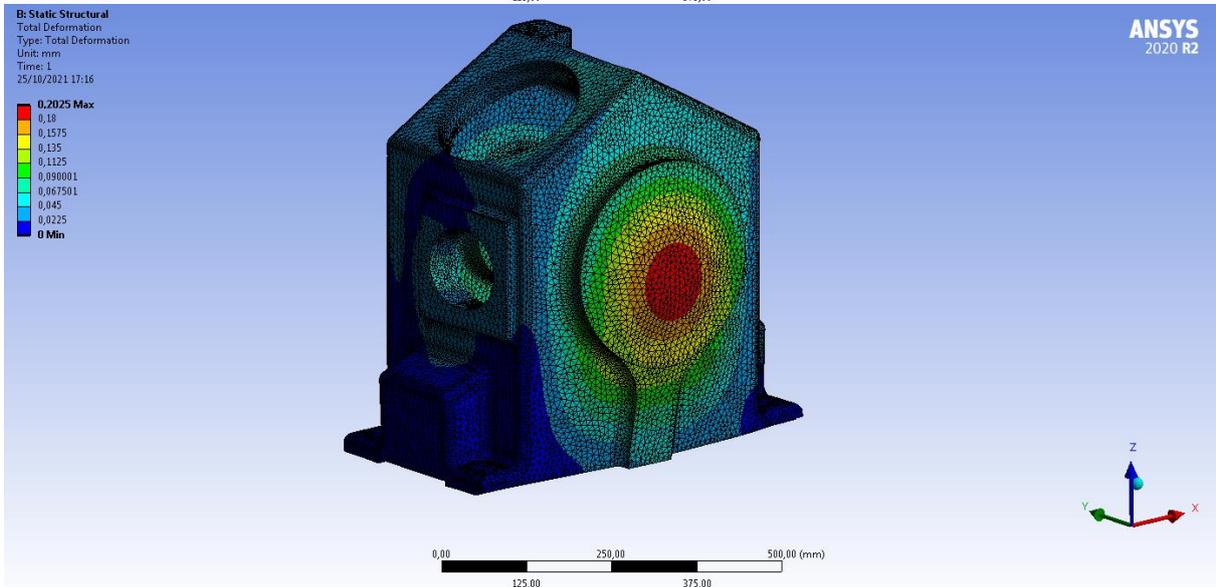
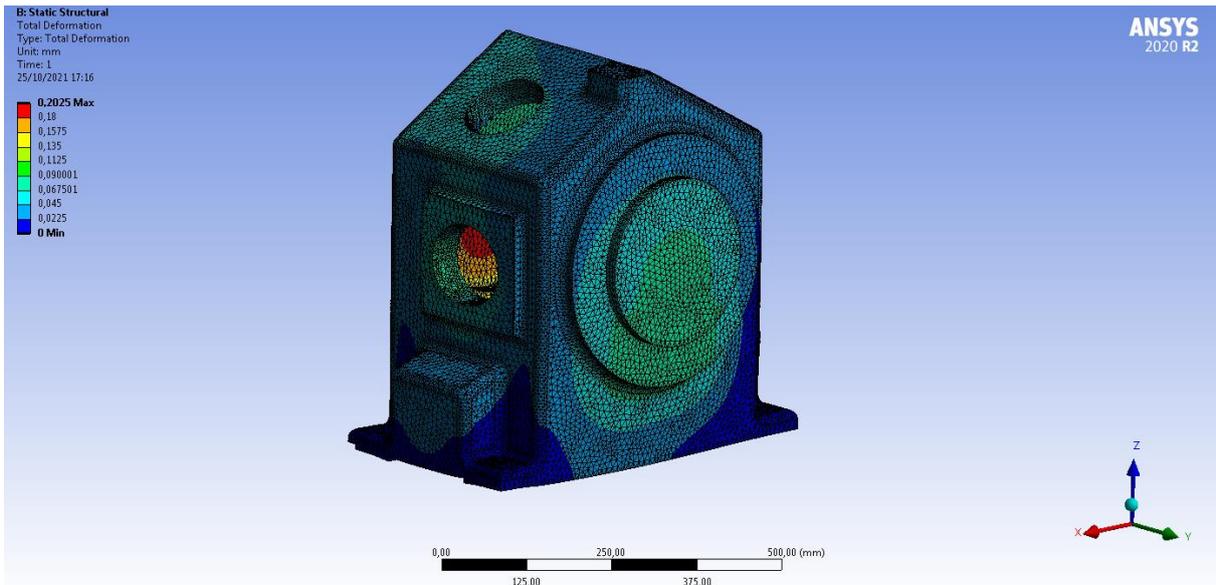


Figura 28: Carico dei cuscinetti sulla carcassa

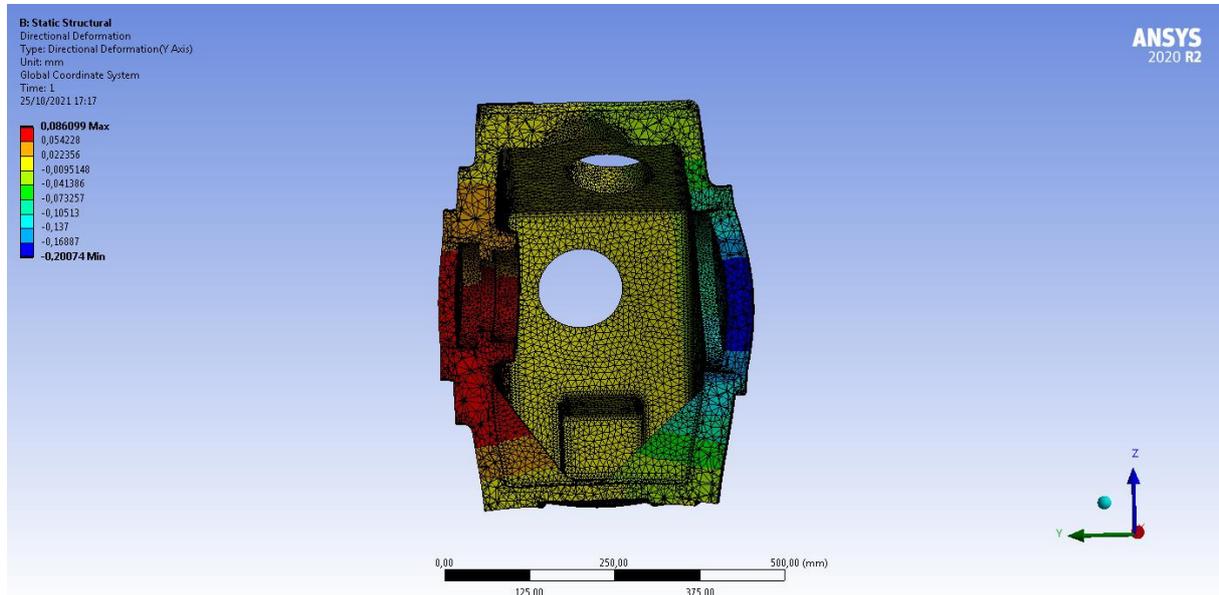
### 4.3.5. Risultato delle simulazioni

In Figura 29 vengono riportati i risultati della simulazione in termini di deformazione totale.



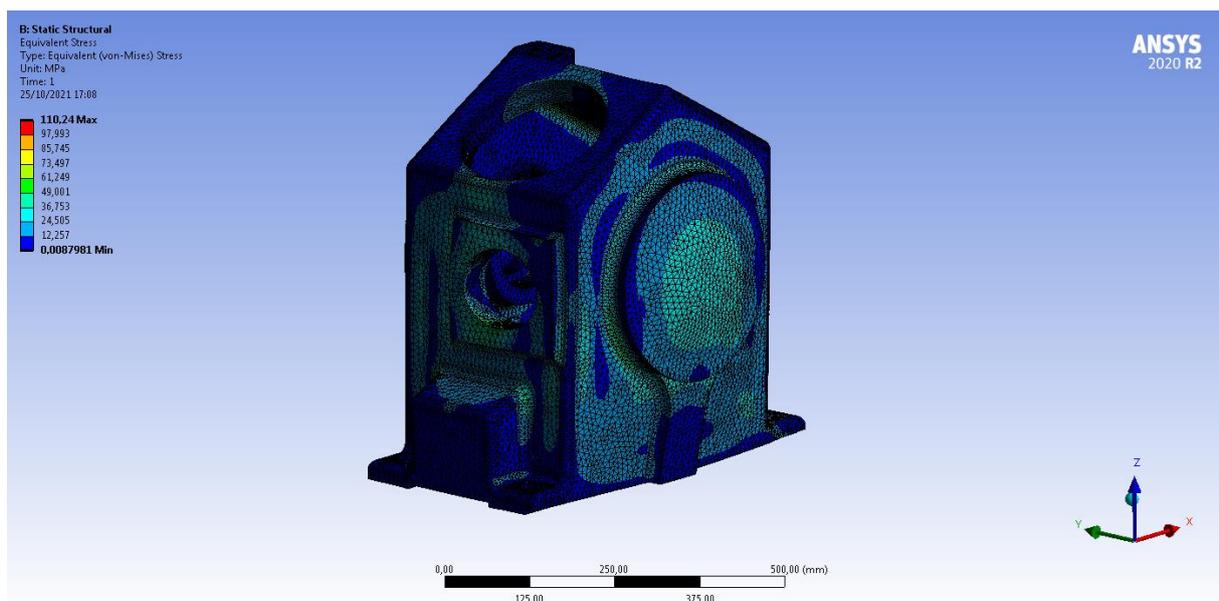
**Figura 29: Deformazione totale carcassa**

In Figura 30 vengono inoltre riportati i risultati riguardanti la deformazione in direzione Y, ovvero in direzione dell'asse dell'albero.



**Figura 30: Deformazione direzionale Y**

Infine, in Figura 31 e Figura 32 vengono riportati i risultati in termini di tensione.



**Figura 31: Stato tensionale della carcassa (1)**

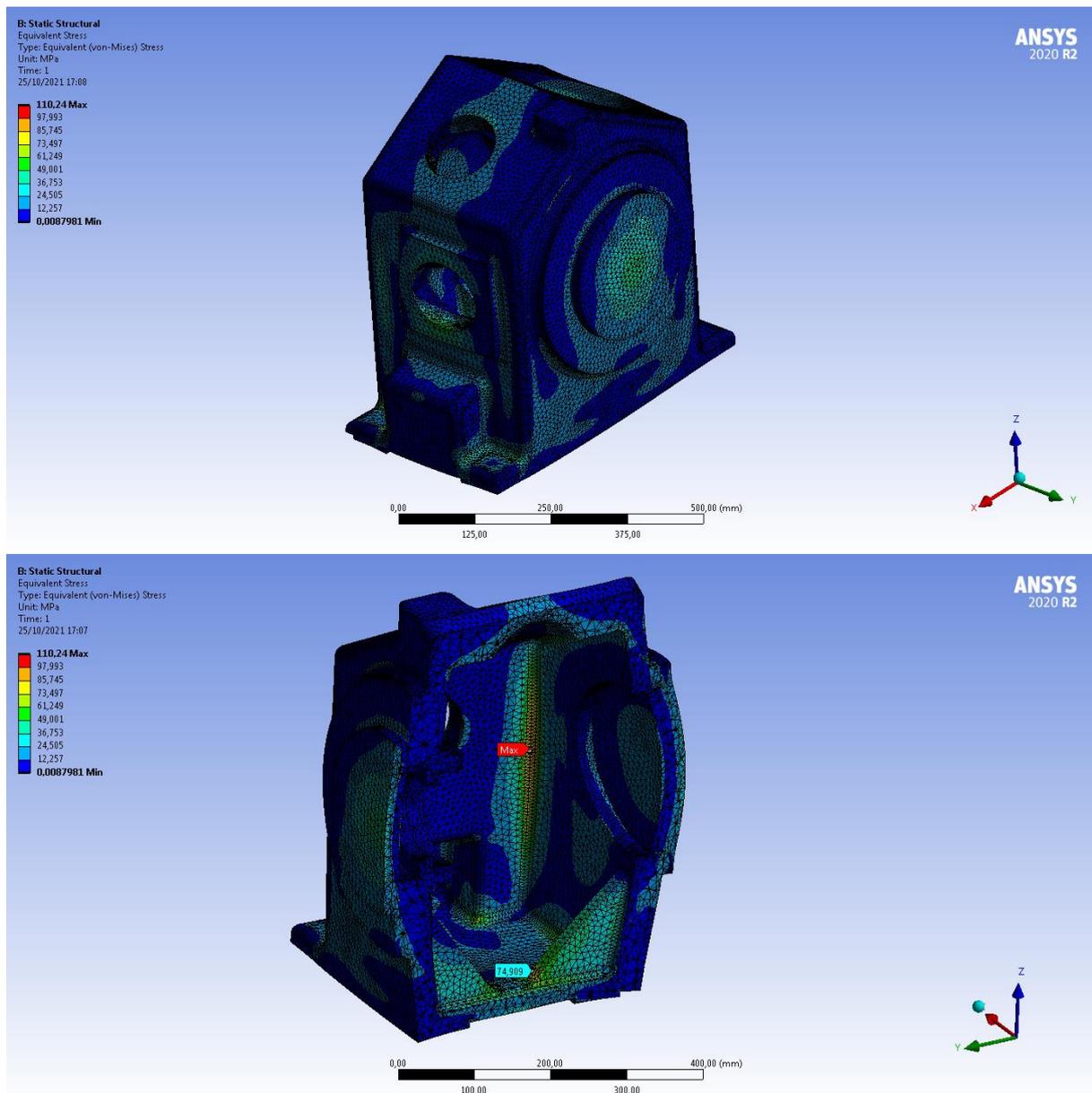


Figura 32: Stato tensionale della carcassa (2)

Come si osserva dai risultati ottenuti, il valore di tensione massima è pari a  $110,2 \text{ MPa}$  in corrispondenza del raccordo verticale che collega la parete laterale con la parete frontale.

#### 4.3.6. Verifica di resistenza della carcassa

##### Verifica di resistenza statica in condizioni di lavoro

In condizioni di lavoro il valore di tensione massima a cui è sottoposto il materiale è  $\sigma_{max} = 110,2 \text{ MPa}$ , ottenuto in una porzione localizzata del componente, mentre i valori delle tensioni risultano inferiori nel resto del particolare. Quindi, considerando il valore di resistenza del componente nelle condizioni di lavoro:

$$f = \frac{R_{p0.2} \cdot C_T \cdot C_e \cdot C_Q}{S} = \frac{250 \cdot 0.87 \cdot 1 \cdot 0.9}{1.5} = 130 \text{ Mpa} \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. 5.2-1})$$

Risulta:

$$\sigma_{max} < f$$

Per cui il particolare risulta essere verificato nelle condizioni di lavoro.

### Verifica di resistenza statica in condizioni di test

Essendo il modello agli elementi finiti un modello lineare, per valutare le tensioni in condizioni diverse rispetto a quelle di lavoro verificate è sufficiente eseguire una proporzione tra la pressione operativa e quella che si vuole testare. Questa considerazione porta ad ottenere una tensione in condizione di test pari a:

$$\sigma_t = \sigma_{max} \cdot \frac{P_t}{P_d} = 110,2 \cdot \frac{32}{18} = 195 \text{ Mpa}$$

Considerando la resistenza del materiale nelle condizioni di test ricavate in precedenza, in assenza dell'influenza della temperatura, e in questo caso nemmeno quella della geometria, il risultato ottenuto equivale a quello del materiale:

$$\sigma_{Atest} = f_{test} = 198 \text{ MPa}$$

Da cui risulta:

$$\sigma_t < \sigma_{Atest}$$

Per cui, anche in condizioni di test, il particolare risulta essere verificato in quanto la tensione risulta inferiore rispetto alla tensione resistente del materiale.

### Verifica di resistenza a fatica

La verifica a fatica è la condizione più gravosa per il componente, e si è quindi posta una particolare attenzione al relativo dimensionamento. Il ciclo affaticante peggiore cui è sottoposto il particolare è quello che parte da zero fino alla pressione massima, per cui si ottiene:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} = 110,2 \text{ bar}$$

La massima pressione a cui può essere sottoposto ciclicamente il componente garantendo la vita infinita è:

$$\Delta P_D = P_d \cdot \frac{\Delta\sigma_{all}}{\Delta\sigma} = 18 \cdot \frac{124}{110.2} = 20.2 \text{ bar}$$

Per cui:

$$\Delta P < \Delta P_D$$

Il particolare risulta quindi verificato anche in condizioni di vita infinita a fatica, in quanto la pressione di vita infinita massima è maggiore rispetto alla pressione massima operativa. Inoltre, a questo scopo viene calcolato il numero di cicli per cui il particolare è in grado di sopportare la pressione di progetto. Viene quindi risolta la seguente equazione imponendo la tensione ottenuta con  $P_d$  per il numero di cicli  $N$ :

$$\Delta\sigma_R = \frac{c_Q}{0.9} \frac{c_C}{N^{1/m_C}} \quad (\text{UNI EN 13445-6 Eq. D.6.4-1})$$

Dalla tabella D.1 contenuta nella normativa UNI EN 13445-6 si definiscono i due coefficienti:

- $c_C = 786$
- $1/m_C = 0.116$

Imponendo  $\Delta\sigma_R = 110,2 \text{ Mpa}$  si ottiene il numero di cicli massimo con il valore di tensione ottenuto:

$$N = 3.7 \cdot 10^6 \text{ cicli}$$

Nel presente paragrafo sono stati presentati i calcoli eseguiti per la verifica del componente, a cui sono seguite analisi economiche sul prodotto e sulla produzione prevista e considerazioni a livello produttivo del componente.

## 4.4. Produzione

Dopo la fase di verifica del prodotto è stato necessario analizzare anche il processo produttivo più idoneo per la realizzazione del pezzo, che è risultato essere la fusione in sabbia, sia per le dimensioni del pezzo che per la produttività richiesta. La produzione dell'azienda e in particolare di questa serie di compressori non permette l'adozione di processi produttivi diversi. Relativamente all'attrezzatura necessaria per la fusione, occorrono due stampi per la geometria esterna e due stampi per la realizzazione dell'anima atta a realizzare il volume interno della carcassa. Per l'attrezzatura è stato preferito l'utilizzo del legno rispetto all'alluminio, in quanto più economico. Tale soluzione risulta particolarmente adatta perché i pezzi da realizzare sono in numero limitato e gli stampi in legno hanno una durata di 10 anni o 1000 utilizzi, che permettono quindi di coprire largamente la produzione prevista per i prossimi anni.

L'aspetto tecnologico del processo è stato analizzato insieme ai referenti della fonderia e ha permesso di apportare leggere modifiche al modello per favorire il processo di colata. Durante la fase di progettazione del componente erano già state considerate alcune caratteristiche al fine di favorire il processo di realizzazione, in particolare:

- Assenza di brusche variazioni di sezione;
- Assenza di sottosquadri;
- Elevati angoli di raccordo.

## **4.5. Analisi economica**

La decisione di passare dalla carcassa ottenuta per carpenteria saldata alla carpenteria realizzata per fusione è stata motivata non solo da ragioni tecniche, come già descritto in precedenza, ma soprattutto da ragioni economiche. L'aspetto tecnico e l'aspetto economico sono spesso correlati tra loro, in quanto più è elevata la complessità tecnica maggiore è il costo del prodotto. Di seguito viene riportata una analisi dell'aspetto economico/gestionale del componente nelle due diverse tipologie di realizzazione.

### **4.5.1. Analisi carcassa in carpenteria saldata**

La prima analisi riguarda il componente realizzato in carpenteria saldata. Essendo un componente in pressione, esso deve essere saldato da personale qualificato dotato di patentino per la saldatura, e per questa ragione la sua realizzazione è stata affidata a fornitori. Il fornitore realizza il semilavorato che viene ultimato internamente all'azienda eseguendo le lavorazioni meccaniche necessarie per ottenere il componente finale. Il prodotto finito viene controllato dall'ufficio qualità che esegue le verifiche e le misure sulle lavorazioni, per poi essere mandato nel reparto di montaggio. Prima di essere montato, il componente viene verificato in pressione, seguendo due passaggi:

- **Riempimento con aria compressa a 8 bar** La carcassa viene chiusa con coperchi e tappi e poi viene messa in pressione; vengono quindi testati i cordoni di saldatura e le lavorazioni meccaniche (forature, filettature) con un liquido che evidenzia le eventuali perdite di gas. In caso di perdite la carcassa viene restituita al fornitore per la riparazione del punto o dei punti difettosi, per poi subire nuovamente il ciclo di verifica;

- **Riempimento con olio a 22 bar** Questa verifica viene fatta successivamente a quella con aria e la carcassa viene lasciata in pressione per almeno 30 minuti al fine di verificare la resistenza di tutte le parti.

Come descritto in precedenza il processo di realizzazione risulta particolarmente complicato, cosa che comporta un costo del componente elevato.

Il costo di acquisto del semilavorato è di € 1'800,00. Il costo delle lavorazioni meccaniche effettuate internamente sul componente ammonta a circa € 1'750,00, che comprende la manodopera e l'ammortamento della macchina per le lavorazioni. Il costo totale di ogni carcassa ammonta a circa € 3'550,00.

È necessario fare considerazioni su alcuni particolari che incidono sul costo del semilavorato e lo stato di fornitura. Durante i mesi in cui è stata svolta questa attività all'interno dell'azienda circa il 60% delle carcasse collaudate presentavano piccole imperfezioni sui cordoni di saldatura, che hanno reso necessaria una seconda operazione di saldatura per correggere i difetti. Questa riparazione è ovviamente a carico del fornitore, cosa che di conseguenza aumenta il prezzo di vendita del semilavorato in quanto deve coprire le spese di trasporto e anche il tempo della seconda lavorazione. Per quanto riguarda invece lo stato di fornitura, essendo un processo unicamente realizzabile manualmente, esso necessita di lunghi tempi di realizzazione e ciò limita la fornitura in quanto gli ordini sono effettuati in base alle commesse aperte. L'ordine del semilavorato per commessa consente giacenze di magazzino ridotte, ma con il rischio di ritardo in caso di mancata consegna da parte del fornitore.

#### **4.5.2. Analisi carcassa in fusione**

La realizzazione del componente partendo dal semilavorato in fusione è stata pensata per ridurre i costi di produzione. La realizzazione di questo componente è stata affidata ad una qualificata fonderia.

Il preventivo fornito dalla fonderia comprende sia il costo dell'attrezzatura, pari a € 18'500,00, sia il costo del materiale, pari a 5 €/kg per i primi due pezzi sui quali si verifica la corretta esecuzione mentre per i successivi è pari a 3 €/kg. Il peso del modello finito è stato calcolato con il supporto del software CAD e risulta di 220 kg, da cui per il grezzo da fonderia è stato stimato un peso di circa 250 kg. Complessivamente il costo previsto del componente ammonta a € 1'250,00 per i primi due pezzi e a € 750,00 per i pezzi successivi.

Per quanto riguarda la produzione delle carcasse da parte del fornitore, il lotto minimo è di 10 pezzi, per cui è necessario considerare nella gestione del magazzino lo spazio utile ad allocare

questi componenti. Gli aspetti positivi sono la semplicità di realizzazione rispetto a quella della carcassa in carpenteria e la minore manodopera richiesta, cose che limitano i problemi di fornitura che possono presentarsi.

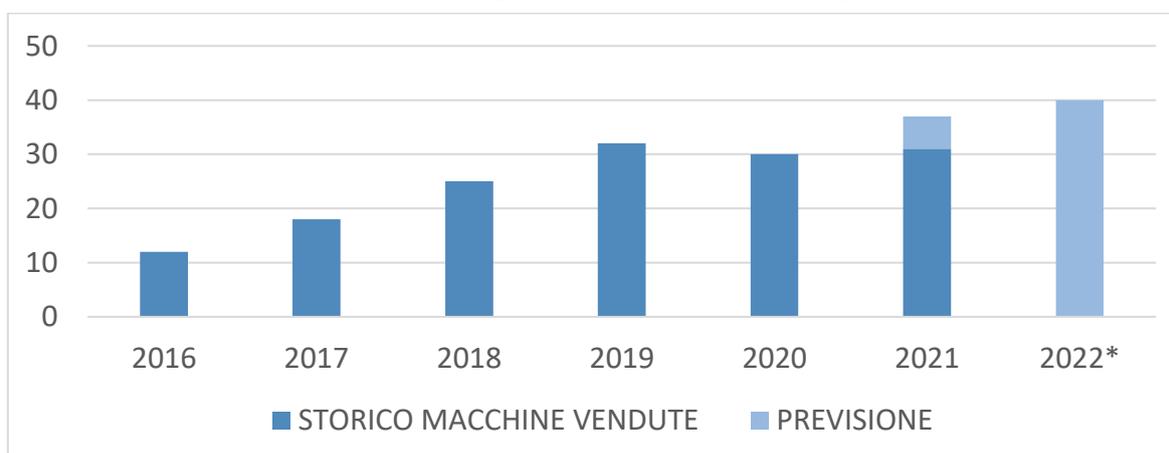
Anche il semilavorato ottenuto per fusione necessita di lavorazioni meccaniche, che sono state analizzate accuratamente insieme al reparto lavorazioni meccaniche all'interno dell'azienda. Si sottolinea il fatto che non si rendono necessari supporti specifici per il componente e rimane invariato il numero di piazzamenti sulla macchina rispetto al componente in carpenteria saldata. La geometria grezza ottenuta dalla fonderia permette un minor tempo di lavorazione, dovuto ad un minor quantitativo di materiale da asportare, in quanto più simile a quella del componente finito. Il costo delle lavorazioni meccaniche effettuate internamente sul componente è stato quantificato in circa € 1'600,00.

### 4.5.3. Analisi produzione

In questa analisi economica è importante considerare la produttività; nel caso della carcassa in carpenteria non è stata tenuta in considerazione in quanto il costo dipende solamente dal numero di pezzi realizzati e si ha un costo per pezzo che non varia con la numerosità. Nel caso della carcassa in fusione è invece importante calcolare l'ammortamento dell'attrezzatura necessaria per la fusione. Da un confronto con l'ufficio commerciale per la stima della produzione per i prossimi anni effettuato sulla base dei dati storici delle vendite di compressori conseguite nel periodo dal 2016 al 2021, sono stati raccolti i dati riassunti in Tabella 5, integrati dalla previsione per l'anno 2022.

	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022
Macchine vendute	12	18	25	32	30	31	-
Previsione	-	-	-	-	-	6	40

**Tabella 5: Dati storici e previsioni sulle vendite di compressori S9**



La previsione delle vendite è superiore rispetto agli anni passati per effetto dell'apertura di nuovi mercati con i paesi emergenti che prediligono una tipologia di macchina più semplice ed economica.

Per valutare il costo del singolo componente si è scelto di eseguire l'ammortamento su un arco temporale di due anni, considerando valida anche per l'anno successivo la previsione di produzione eseguita per il 2022. Quindi il totale dei pezzi su cui viene calcolato l'ammortamento è 80, da cui il costo per ciascuna macchina risulta di € 231,25.

#### 4.5.4. Confronto costi totali

Viene riportata di seguito una tabella comparativa tra la carcassa in carpenteria saldata e la carcassa in fusione:

	Carcassa carpenteria saldata	Carcassa fusione
Costo semilavorato	€ 1.800	€ 750
Ammortamento strumentazione	-	€ 231,25
Costo lavorazioni meccaniche	€ 1.750	€ 1.600
<b>Totale</b>	<b>€ 3.550</b>	<b>€ 2.581</b>
Riduzione %		-27%

**Tabella 6: Comparazione carcassa saldata e carcassa per fusione**

I dati in Tabella 6 permettono di riassumere i vantaggi economici di realizzare il componente in fusione rispetto al componente ottenuto per carpenteria saldata. Ovviamente non sono stati considerati i primi due esemplari di prova che presentano un prezzo leggermente maggiore rispetto a quello presentato in tabella, in quanto il costo del semilavorato è € 1'250,00 rispetto ai € 750,00, anche se risulta ugualmente una scelta più economica.

Il risparmio previsto con questo progetto nell'esercizio 2022 risulta pari a € 37'760,00, considerando l'ammortamento per una durata di due anni. Da questi risultati è possibile vedere come la soluzione che prevede la realizzazione del componente tramite fonderia risulta essere estremamente conveniente rispetto alla realizzazione per carpenteria saldata.

Al netto dell'ammortamento degli stampi, su ciascun pezzo da fonderia rispetto al componente per carpenteria saldata si hanno € 700,00 di margine per i primi due esemplari e € 1'200,00 per i successivi, che quindi a livello teorico senza una variazione di costo rispetto alla carcassa in carpenteria, consentono di coprire interamente le spese sostenute per l'attrezzatura con soli 16 pezzi.

## **5. La geometria del volume interno alla testata**

Come già introdotto nel capitolo 3 il comportamento reale del compressore si discosta da quello ideale per ragioni legate principalmente alla geometria del volume interno alla testata. Di conseguenza le prestazioni effettive del compressore non rispecchiano l'andamento teorico previsto, lasciando quindi spazio a miglioramenti. Sulla base di ciò, in questo capitolo viene presentata in primo luogo un'analisi dettagliata delle criticità riscontrate nel funzionamento della macchina, seguita dalle modifiche apportate a livello progettuale come rimedio a tali problematiche. Infine, vengono presentati i risultati ottenuti dalle simulazioni effettuate, i quali sono stati confrontati con i dati raccolti sul campo ai fini di validare il modello e verificare l'effettivo miglioramento apportato dalle modifiche introdotte in termini di riduzione della potenza fornita al compressore.

### **5.1. Analisi problemi di funzionamento del compressore**

Analizzando con maggior dettaglio il problema riportate durante la fase di verifica del compressore, si sono riscontrate perdite di carico non giustificate dalla presenza degli scambiatori e dei condotti all'interno del processo. Inoltre, una potenza richiesta al motore maggiore rispetto a quella teorica conferma questo funzionamento anomalo.

Al fine di evitare o quantomeno limitare questo fenomeno, in prima battuta è stata svolta un'analisi per ricercare la causa delle perdite.

La prima verifica effettuata si è concentrata sulle valvole, le quali sono state verificate con il supporto di tecnici specialisti dell'azienda produttrice. L'attenzione in fase di verifica è stata posta su tre aspetti: l'alzata dei piattelli, la rigidità delle molle e le conseguenti perdite di carico all'interno della valvola. Dai risultati di questa verifica si sono potuti valutare in maniera precisa i parametri di progetto, per poi quantificare le perdite di carico generate durante il normale funzionamento della macchina. Tutte le valvole hanno mostrato il comportamento atteso replicando l'andamento teorico del gas al loro interno, ad eccezione della valvola di terzo stadio che ha mostrato un comportamento anomalo. Pertanto, l'unica modifica apportata ai

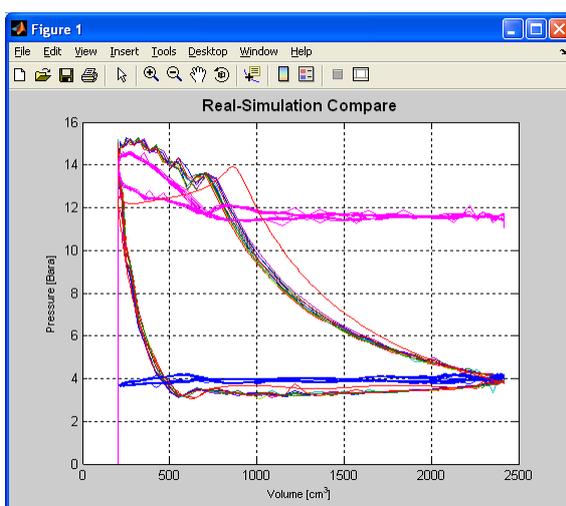
parametri di progetto è stata la riduzione dell'alzata dei piattelli di terzo stadio e l'irrigidimento delle relative molle per limitare le oscillazioni presenti durante il funzionamento.

L'unico contributo non considerato nel calcolo delle perdite di carico è quello relativo al passaggio del fluido nella testata di ciascuno stadio, che, considerando la geometria non ottimizzata del componente, viene ritenuto la principale causa del funzionamento anomalo e delle discrepanze tra l'andamento reale e quello teorico.

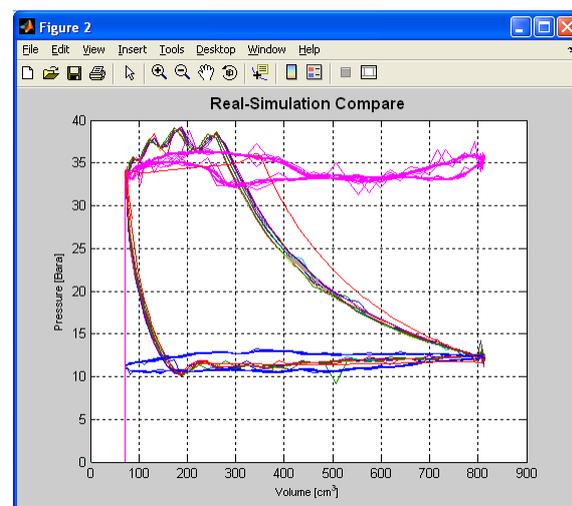
Per questa ragione è stato svolto un approfondito studio del componente su una macchina di prova inserendo prese di pressione lungo il percorso del gas, monitorandone l'andamento nei diversi ambienti.

Nella Figura 33, Figura 34, Figura 35 e Figura 36, sono rappresentati gli andamenti delle pressioni del gas per ciascuno stadio in tre diversi punti della trasformazione:

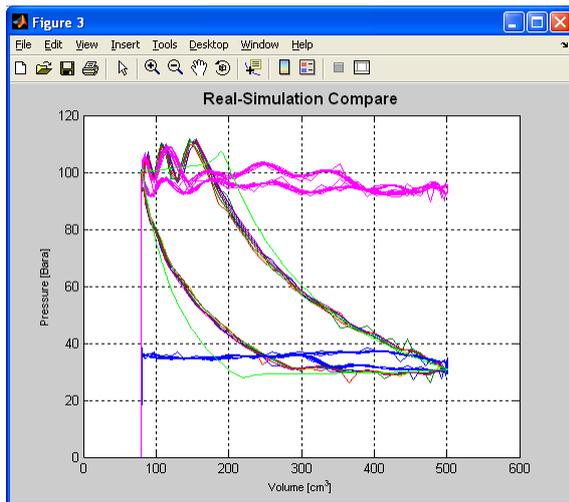
- L'insieme di linee rosa rappresenta l'andamento della pressione all'interno del volume di mandata nella testata durante i diversi cicli di prova, ovvero la pressione a valle della compressione;
- L'insieme di linee blu rappresenta l'andamento della pressione nelle immediate vicinanze dell'aspirazione dello stadio durante i diversi cicli di prova, che coincide quindi con la pressione a monte della compressione;
- L'insieme delle altre linee rappresenta l'andamento della pressione all'interno della camera, ovvero il diagramma di indicatore. Per confronto è raffigurato anche l'andamento del diagramma di indicatore ideale con linea rossa nelle prime due figure mentre con linea verde nelle due successive.



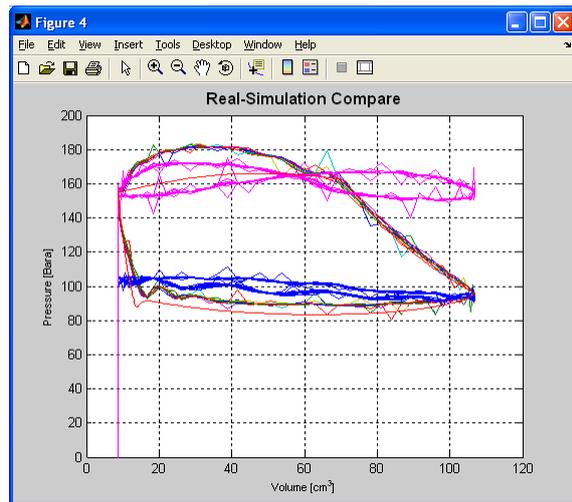
**Figura 33: Andamento delle pressioni del primo stadio**



**Figura 34: Andamento delle pressioni del secondo stadio**



**Figura 35: Andamento delle pressioni del terzo stadio**



**Figura 36: Andamento delle pressioni del quarto stadio**

Con l'ausilio dei risultati ottenuti è possibile verificare effettivamente l'andamento delle pressioni all'interno della testata e di conseguenza valutare anche le relative perdite di carico generate.

### **5.1.1. Analisi del comportamento ideale**

Prima di analizzare gli aspetti critici nell'andamento delle pressioni, di seguito viene descritto il funzionamento ideale della macchina durante la trasformazione.

In condizioni di normale funzionamento della macchina il pistone, seguendo il moto alternato che lo caratterizza, comprime il gas fino al raggiungimento della contro-pressione (pressione di mandata) alla quale si aggiunge una leggera sovra-pressione per vincere la forza esercitata dalle molle che tengono in posizione i piattelli e un'ulteriore sovrappressione dovuta alle perdite di carico all'interno della valvola. In seguito all'apertura della valvola si assiste ad un andamento decrescente della pressione fino al raggiungimento di un asintoto coincidente con la pressione di mandata. Termina così la fase di mandata dopo la quale il ciclo ricomincia con l'espansione del gas contenuto all'interno del volume nocivo. Ovviamente nella descrizione del caso ideale non sono considerate le caratteristiche geometriche dei passaggi gas dello specifico compressore, in quanto viene considerata solo la trasformazione che avviene all'interno del cilindro, incluse le valvole.

### **5.1.2. Analisi del comportamento reale**

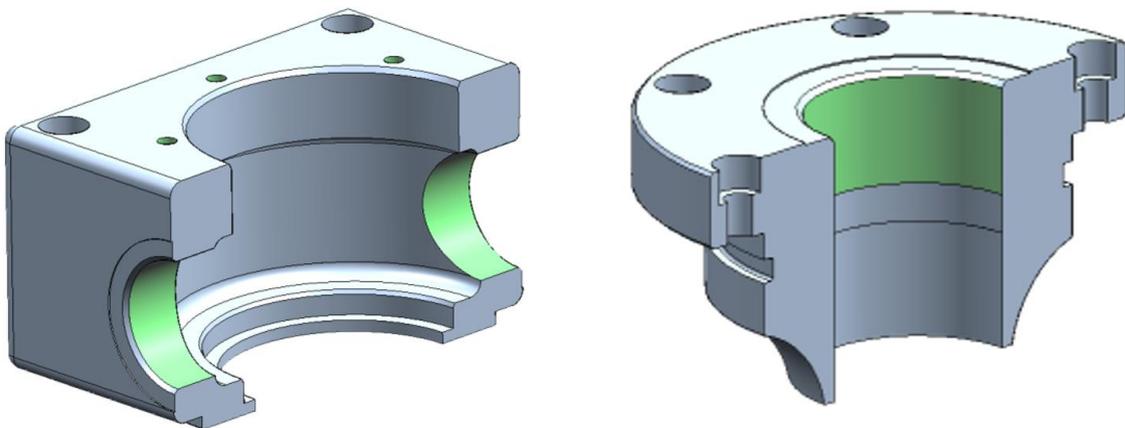
Basandosi sui risultati dell'analisi svolta, è possibile analizzare ciascuno stadio separatamente per valutare le diverse condizioni di lavoro:

- Il primo stadio presenta l'anomalia più evidente per via della maggiore portata volumetrica da smaltire, come è possibile vedere in Figura 33. In particolare, nel diagramma di indicatore si ha un progressivo aumento di pressione durante la fase di mandata, comportamento opposto a quello teorico descritto in precedenza, in quanto dopo l'apertura delle valvole dovrebbe avvenire una progressiva riduzione della pressione. Questo andamento della pressione, visibile anche dalle linee rosa (pressione all'interno del volume di mandata), è giustificabile considerando la geometria interna alla testata che non favorisce il deflusso del gas. Il gas in uscita dalla valvola si accumula infatti nel volume interno alla testata e non riesce ad essere smaltito in maniera sufficientemente veloce da consentire una riduzione della pressione;
- Il secondo stadio in Figura 34 segue un andamento più simile al comportamento ideale, ma è comunque presente una sovrappressione riconducibile alla geometria interna della testata che, come nel caso precedente, non favorisce la fuoriuscita di gas;
- Il terzo stadio in Figura 35, analogamente al secondo, segue un andamento più simile al comportamento ideale. Inoltre, sono presenti grandi oscillazioni sia all'interno del cilindro che all'interno della testata. Questo comportamento è stato corretto, come descritto in precedenza, agendo sulla valvola e in particolare andando a ridurre l'alzata dei piattelli per limitare in questo modo le conseguenti oscillazioni di pressione;
- L'ultimo stadio in Figura 36 presenta un andamento simile al primo, con un forte aumento di pressione rispetto all'andamento ideale mostrato. In particolare, in questo diagramma di indicatore è possibile vedere come ci sia una prima fase di crescita e una seconda fase di riduzione della pressione, andamento che ricalca il moto alternato del pistone. Questo comportamento rende quindi evidente come il volume di mandata a disposizione non sia sufficiente per l'applicazione richiesta.

Il caso riportato fa riferimento ad una velocità di rotazione standard del motore pari a *1500 rpm*. Le stesse prove sono state eseguite sulla stessa macchina anche per diversi regimi di rotazione del motore: in particolare, ulteriori prove sono state eseguite a *1800 rpm* e *1250 rpm* con l'utilizzo di un inverter. Come prevedibile, l'andamento anomalo è risultato più evidente al crescere della portata, per cui le pressioni si discostano di più da quelle ideali nel caso a *1800 rpm* e sono più simili ad esse nel caso a *1250 rpm*.

## 5.2. Modifiche alla geometria dei componenti

Dati i problemi riscontrati sulle testate si è voluto verificare la condizione attuale con l'utilizzo di analisi CFD utilizzando il software di simulazione *Fluent* di *Ansys*®, per poi cercare di ottenere un miglioramento attraverso un processo iterativo. In particolare, le modifiche apportate al modello si sono mosse in due direzioni parallele per risolvere i problemi elencati per i diversi stadi. In primo luogo, è stato deciso di ampliare e modificare la geometria del volume di mandata asportando materiale dalle pareti della testata e modificando il profilo del pressavalvola; in secondo luogo, è stata duplicata la mandata aggiungendo quindi un secondo foro nella testata per poi unire i due condotti all'ingresso dello scambiatore.



**Figura 37: Testata (sinistra) e pressavalvola (destra) con geometria modificata**

La prima modifica è stata pensata al fine di migliorare il transitorio consentendo così un aumento di pressione più lento all'interno del volume, limitando comunque l'aumento di pressione in seguito all'apertura delle valvole.

La seconda modifica invece agisce in direzione di un incremento della sezione di mandata, favorendo in questo modo lo smaltimento della portata all'interno della testata, con l'obiettivo di ridurre l'aumento di pressione all'interno del volume.

Le modifiche citate sono state apportate a tutti gli stadi, andando ad aumentare il volume interno, cambiandone la geometria e inserendo una seconda mandata, ad eccezione del primo stadio in cui è stata inserita soltanto la seconda mandata in quanto lo scavo nelle pareti laterali era già presente e i vincoli geometrici di ingombro non permettevano un ulteriore ampliamento. Anche il terzo stadio presentava già uno scasso nella parete che però è stato ingrandito per ottenere il massimo volume disponibile.

## 5.3. Le simulazioni CFD

### 5.3.1. Definizione dei parametri di progetto

Le simulazioni CFD sono state eseguite sul modello S9, generalmente utilizzato nelle stazioni di rifornimento di metano, che richiedono basse portate ma elevate pressioni. I range di portata della macchina vanno da un minimo di  $300 \text{ Sm}^3/\text{h}$  ad un massimo di  $650 \text{ Sm}^3/\text{h}$ , valore raggiungibile solo fino ad una pressione di  $220 \text{ bar}$ . La pressione massima ammissibile è di  $250 \text{ bar}$ , raggiungibile solo per portate massime di  $560 \text{ Sm}^3/\text{h}$ . La condizione di funzionamento alla massima pressione è la più gravosa, pertanto, nelle simulazioni eseguite si è considerata una portata di  $560 \text{ Sm}^3/\text{h}$  e una pressione massima di  $250 \text{ bar}$ .

I parametri necessari per eseguire la simulazione sono:

- Portata massica in ingresso al volume;
- Pressione all'uscita.

Il primo passo è quello di convertire gli  $\text{Sm}^3/\text{h}$  in  $\text{kg/s}$  passando quindi da  $560 \text{ Sm}^3/\text{h}$  a  $0,1 \text{ kg/s}$ . Quello a cui si è fatto riferimento è il valore medio di portata lungo il ciclo, mentre la fase di mandata ricopre solamente una porzione dell'intera durata di quest'ultimo; pertanto, per simulare correttamente l'andamento della pressione nel volume della testata, si è considerata una fase di mandata che copre  $90^\circ$  del giro di manovella, a cui corrisponderà una portata 4 volte superiore a quella media assunta costante per i  $90^\circ$  di manovella.

Il secondo passo riguarda la scelta dei valori di pressione che sono stati utilizzati in simulazione, effettuata sulla base di una macchina già collaudata con le stesse caratteristiche. I valori utilizzati sono:

- Aspirazione:  $5 \text{ bar}$
- Primo stadio:  $19 \text{ bar}$
- Secondo stadio:  $45 \text{ bar}$
- Terzo stadio:  $97 \text{ bar}$
- Quarto stadio / Mandata:  $250 \text{ bar}$

Questi valori vengono considerati costanti per ciascuno stadio.

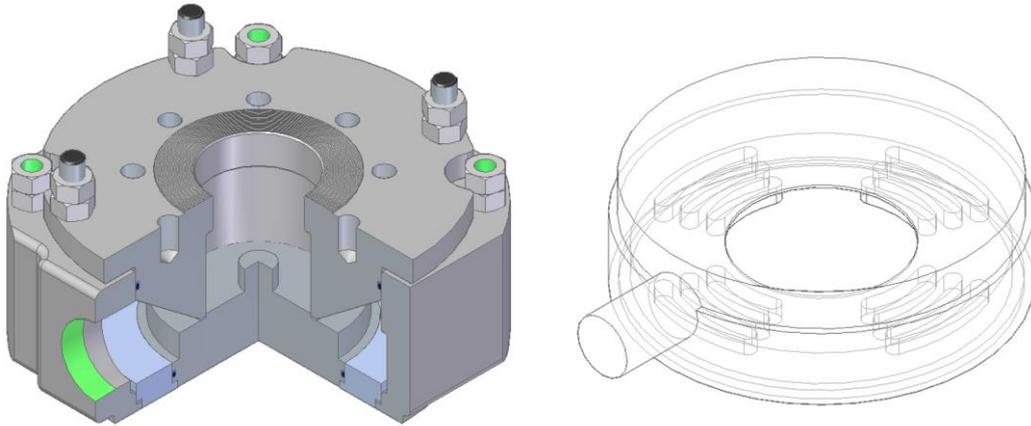
Per quanto riguarda la temperatura si è considerato un valore medio di circa  $110^\circ\text{C}$  e il gas è stato trattato come gas ideale.

Per verificare l'effettivo miglioramento apportato dall'incremento del volume in mandata e dal raddoppio della mandata si sono eseguite simulazioni comparative tra le configurazioni originali e quelle modificate.

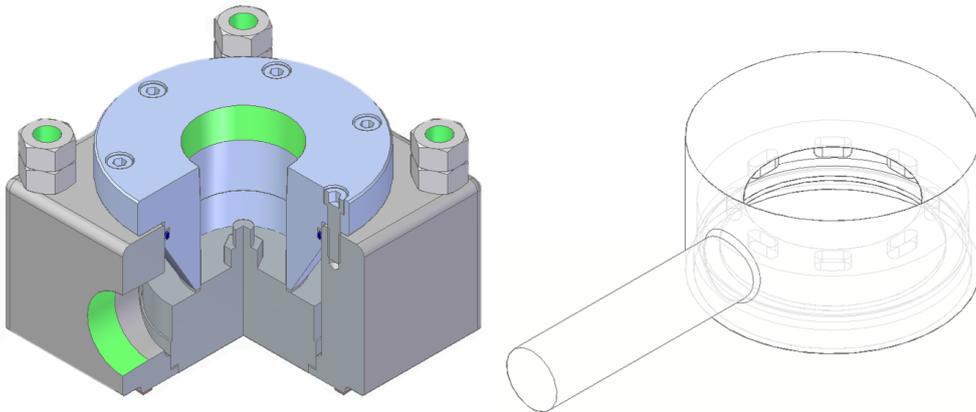
### 5.3.2. Modelli 3D

#### Geometria originaria

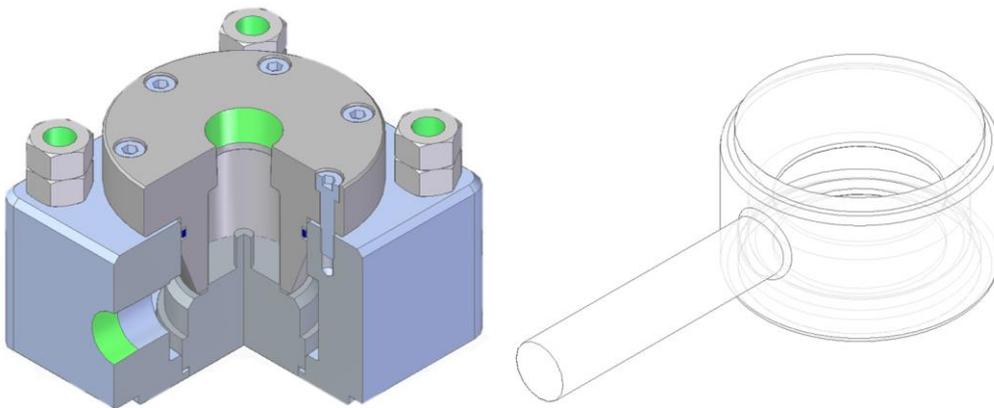
In prima battuta si è eseguita la verifica della condizione corrente per tutti gli stadi. Per farlo è stato necessario modellare i volumi interni alla testata partendo dall'assieme finito, come riportato nella Figura 38, Figura 39, Figura 40 e Figura 41.



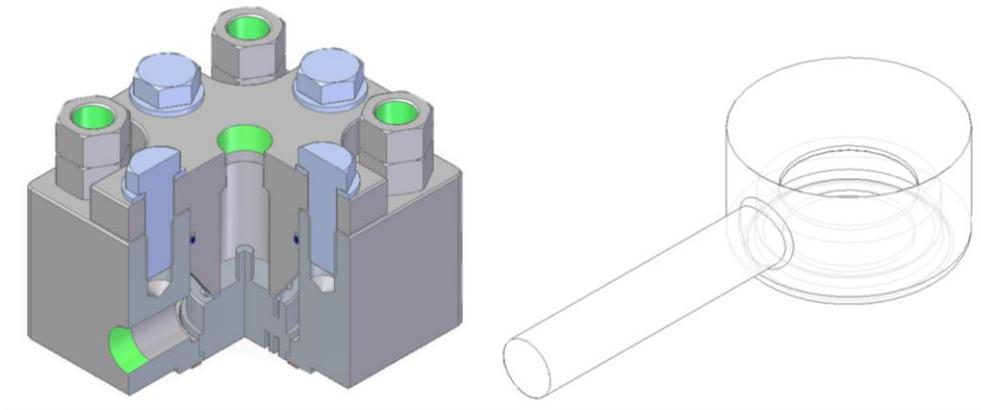
**Figura 38: Modello 3D dell'assieme di primo stadio e del suo volume interno**



**Figura 39: Modello 3D dell'assieme di secondo stadio e del suo volume interno**



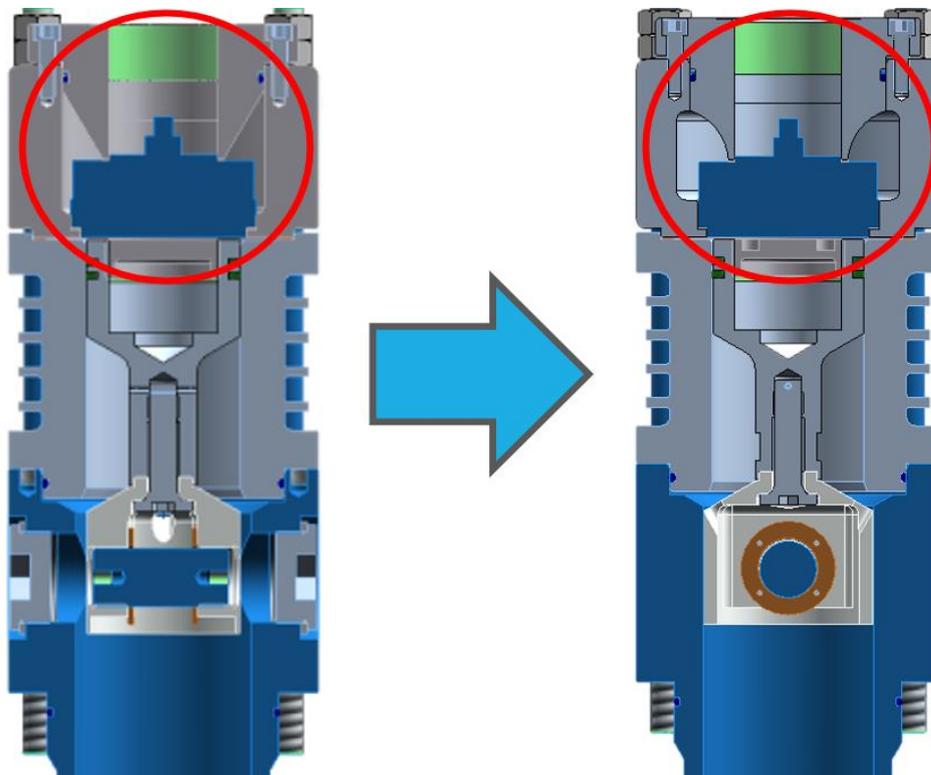
**Figura 40: Modello 3D dell'assieme di terzo stadio e del suo volume interno**



**Figura 41: Modello 3D dell'assieme di quarto stadio e del suo volume interno**

Come è possibile vedere, il volume interno a ciascuno stadio non possiede una geometria che favorisce il deflusso del gas, per la presenza di angoli e passaggi molto stretti. Per migliorare la condizione di passaggio di gas oltre che per aumentarne il volume si è deciso di cambiare la geometria interna della testata, andando a creare una continuità tra quest'ultima e il pressavalvola.

I problemi che possono insorgere sono legati a volumi di gas limitati a monte della valvola di aspirazione e a valle della valvola di mandata, cosa che può generare un incremento o diminuzione dei valori di contropressione portando ad un aumento progressivo della pressione di mandata e una riduzione della pressione di aspirazione.

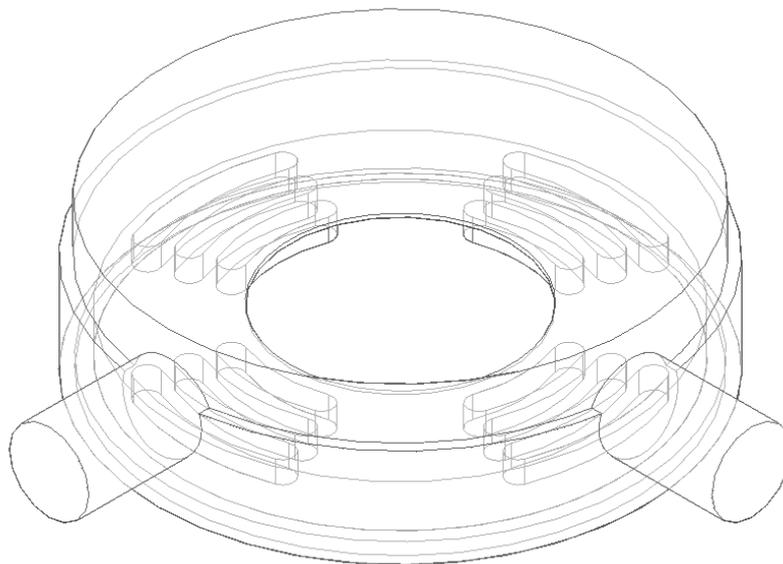


**Figura 42: Vista in sezione del secondo stadio prima e dopo la modifica della geometria**

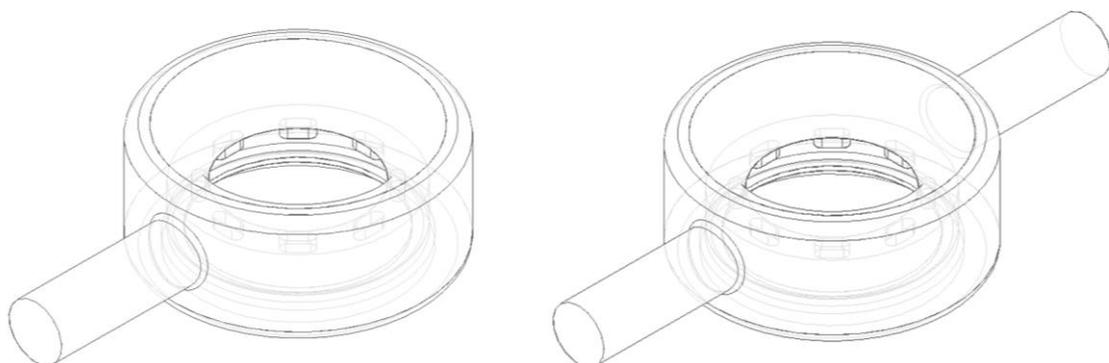
In Figura 42 è rappresentata la sezione del secondo stadio, da cui è possibile vedere come è stato variato il volume interno seguendo due diverse strade, ovvero andando ad aumentare il volume all'interno della testata del 25% e fornendogli una geometria che vada a ridurre le perdite di carico al suo interno. Un discorso del tutto analogo vale anche per quanto riguarda gli altri stadi.

### **Geometria modificata**

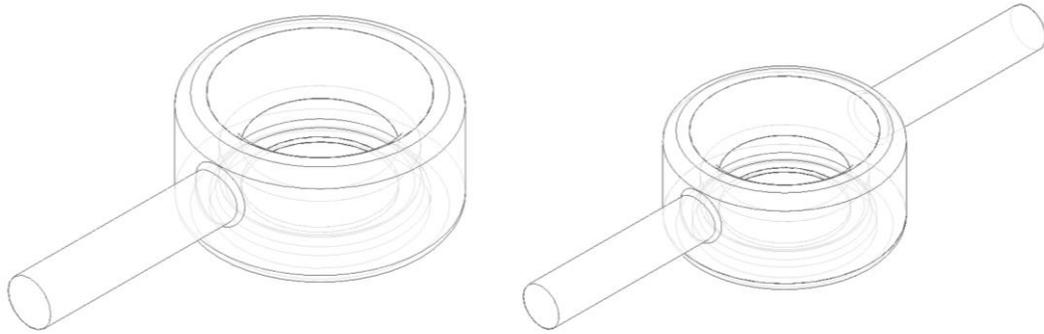
Al fine di verificare le diverse configurazioni, sono stati modellati anche i volumi con la geometria modificata. Per ciascuno stadio, ad eccezione del primo, sono stati riportati due diversi modelli, uno con la sola geometria modificata mentre l'altro con la geometria modificata e le due mandate, come mostrato in Figura 43, Figura 44, Figura 45 e Figura 46.



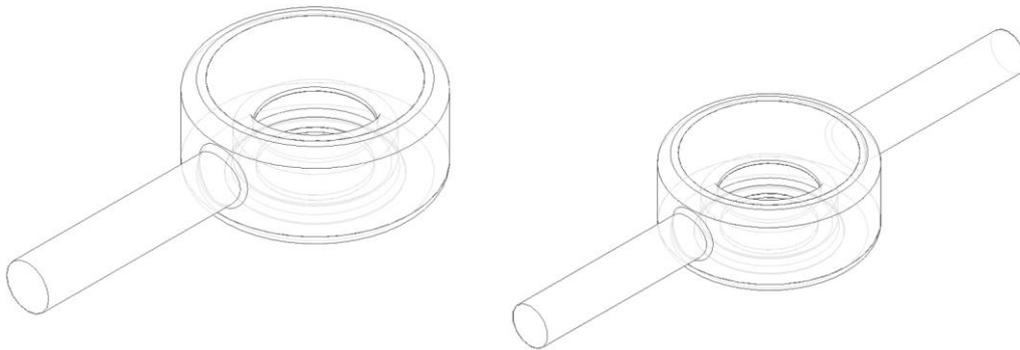
**Figura 43: Modello 3D del volume di primo stadio con doppia mandata**



**Figura 44: Modelli 3D del volume di secondo stadio con geometria modificata e doppia mandata**



**Figura 45: Modelli 3D del volume di terzo stadio con geometria modificata e doppia mandata**



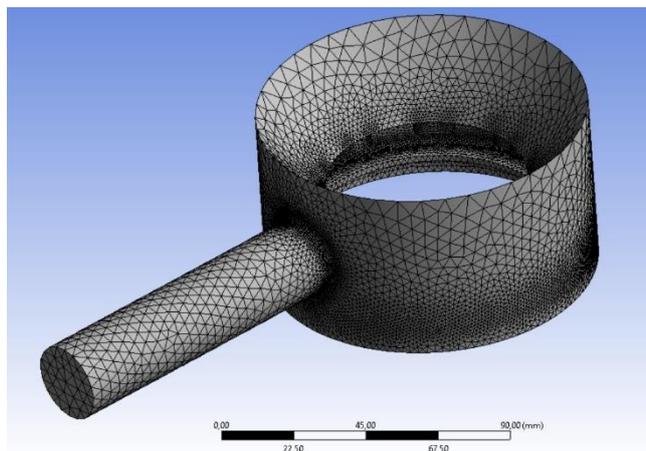
**Figura 46: Modelli 3D del volume di quarto stadio con geometria modificata e doppia mandata**

Dopo aver definito la geometria del volume interno alla testata, quest'ultimo è stato importato in ambiente di simulazione Ansys® per eseguire la simulazione CFD per ciascun stadio andando a misurare la caduta di pressione tra la mandata della valvola e l'uscita dalla testata, ovvero il massimo salto di pressione ( $\Delta P$ ) generato.

### 5.3.3. La mesh

Per ciascun volume di cui è importata la geometria, come primo passo, è stata eseguita la suddivisione in elementi finiti per la simulazione fluidodinamica.

In figura XX è riportata a fini esemplificativi la mesh del volume della configurazione originaria di secondo stadio.



**Figura 47: Mesh del volume originario di secondo stadio**

### 5.3.4. Risultati delle simulazioni

Di seguito vengono riportati i risultati delle simulazioni in termini di pressioni all'interno del dominio considerato. In particolare, al fine di eseguire un confronto tra le diverse configurazioni considerate, sono riportate per ciascuno stadio rispettivamente: la configurazione attuale, la configurazione con il volume aumentato e infine la configurazione con volume aumentato e doppia mandata.

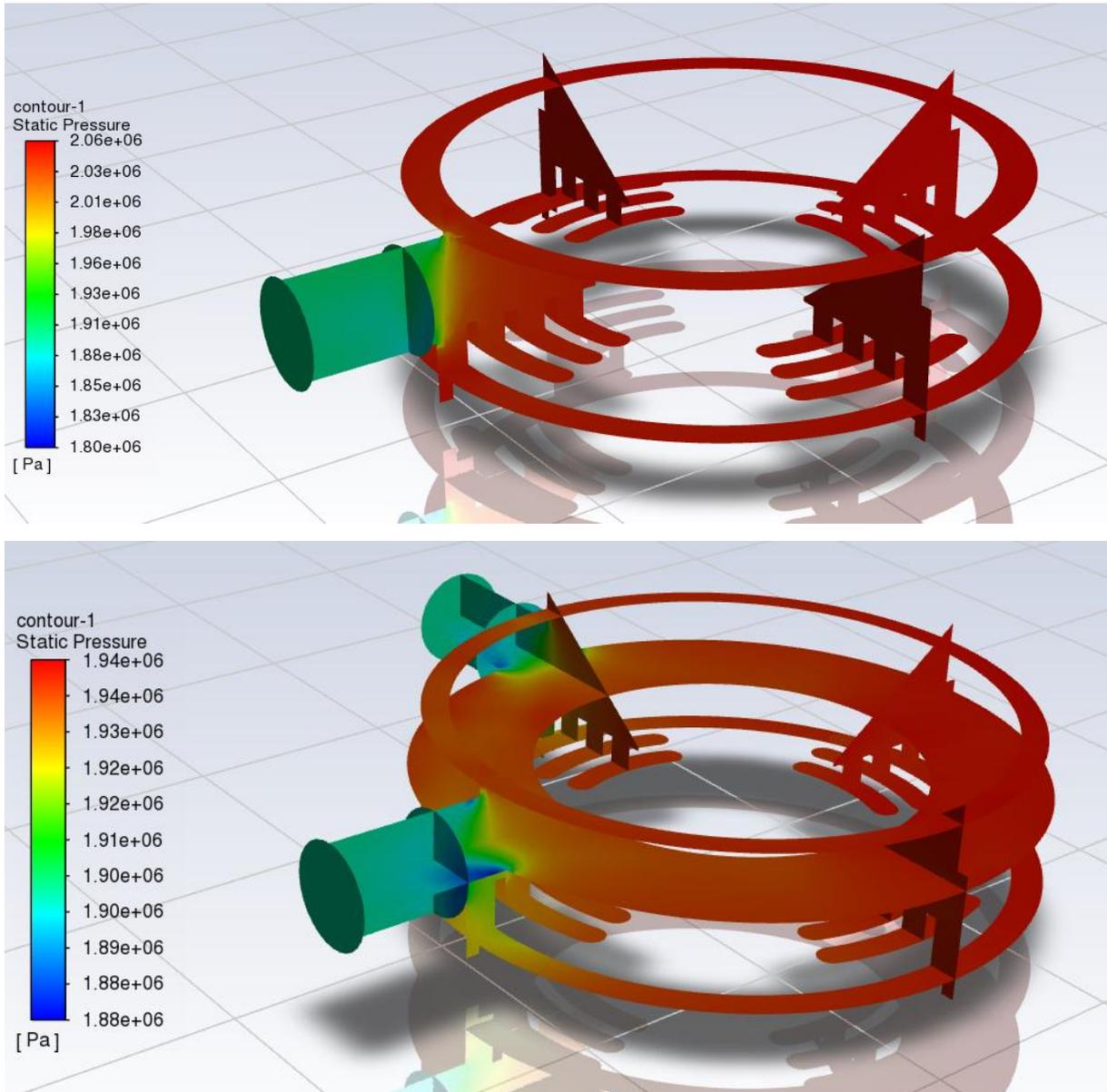
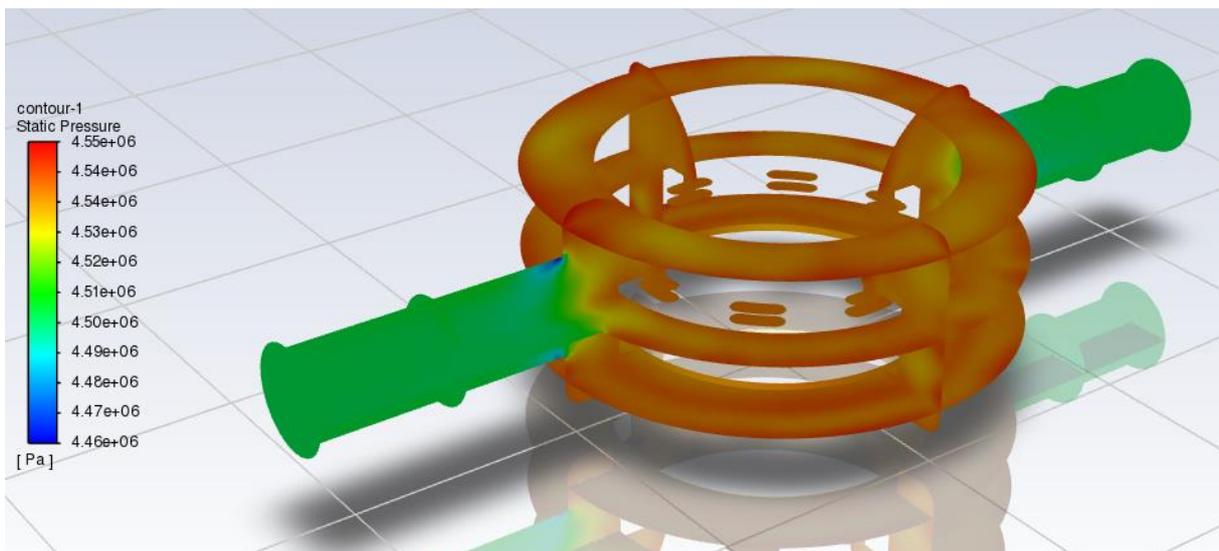
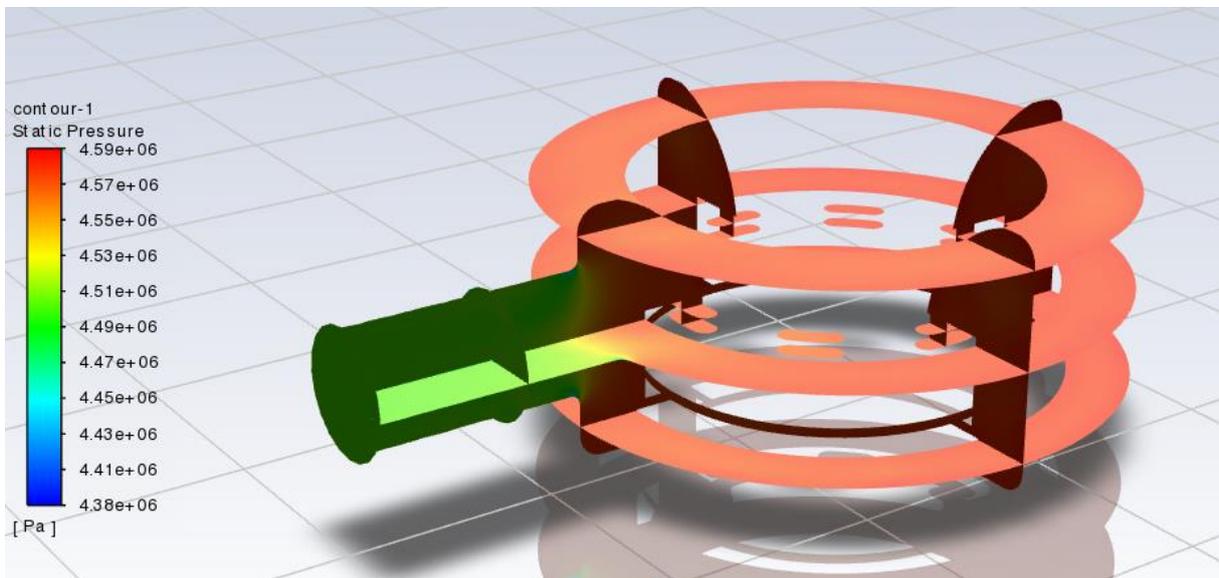
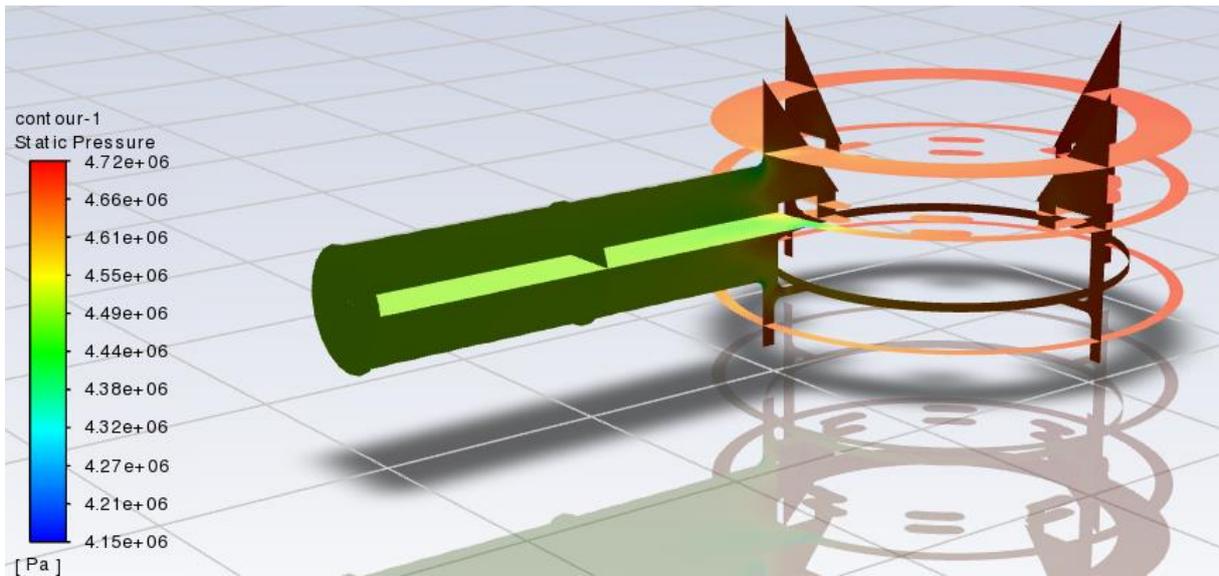
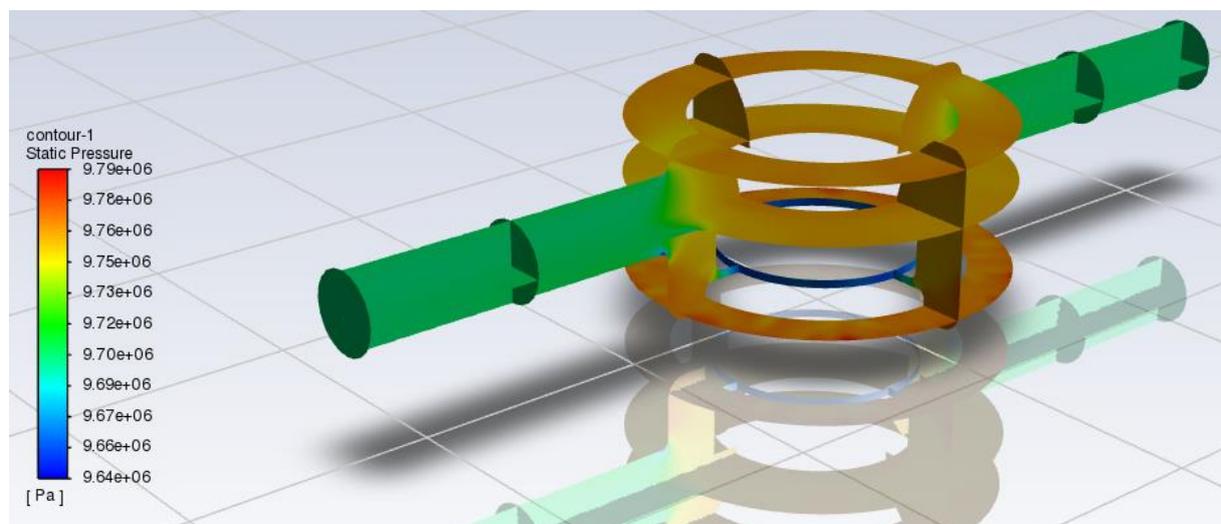
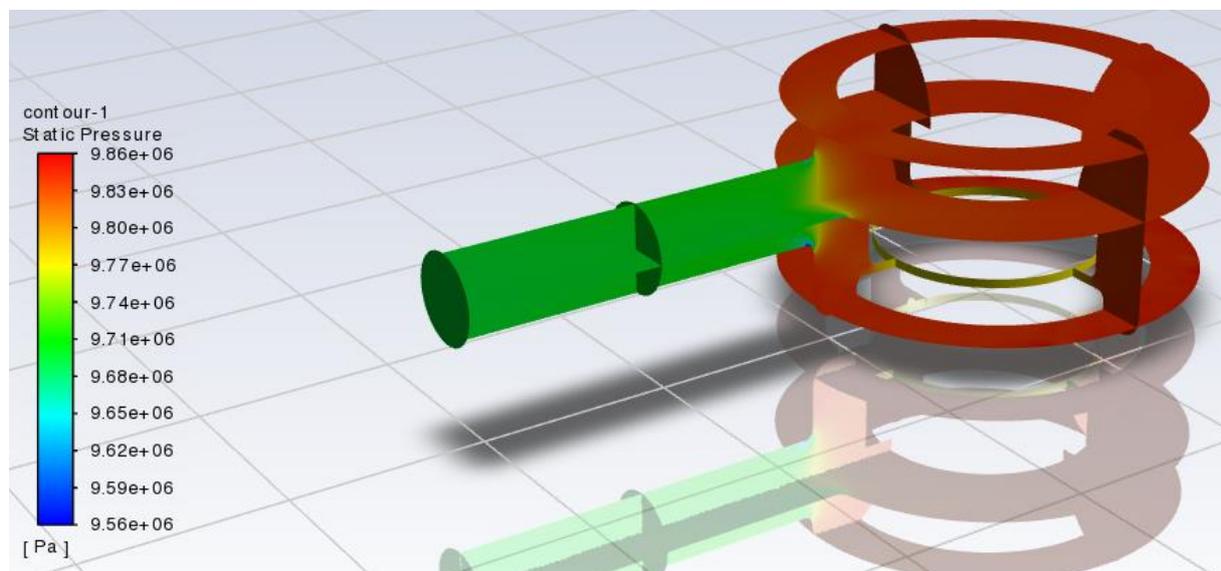
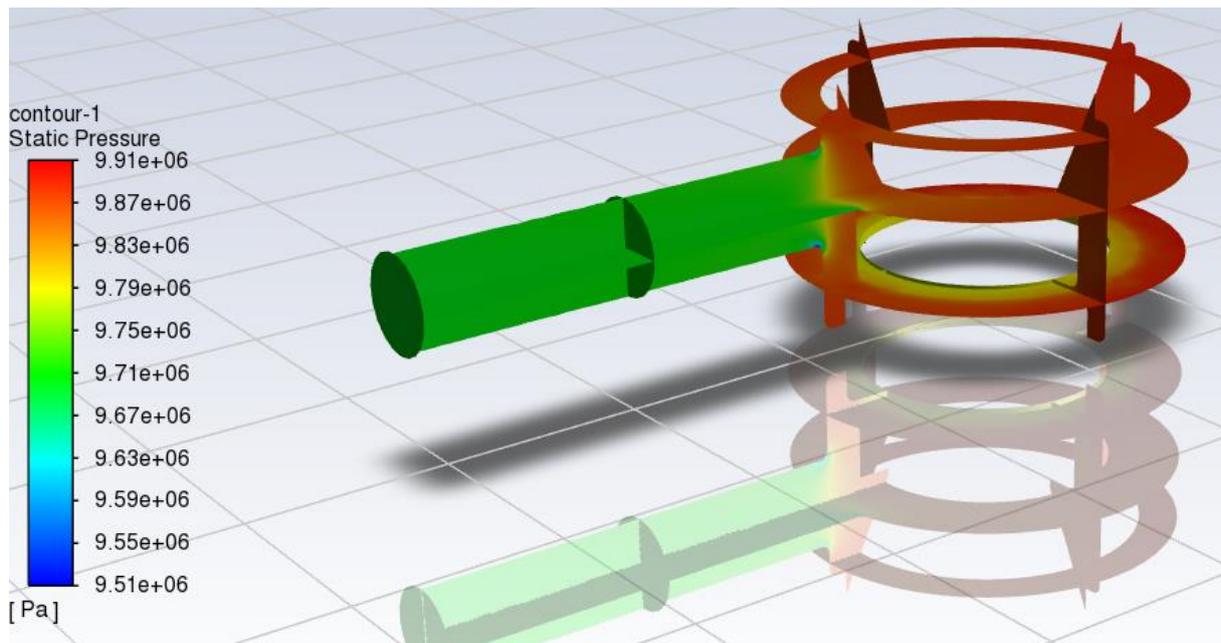


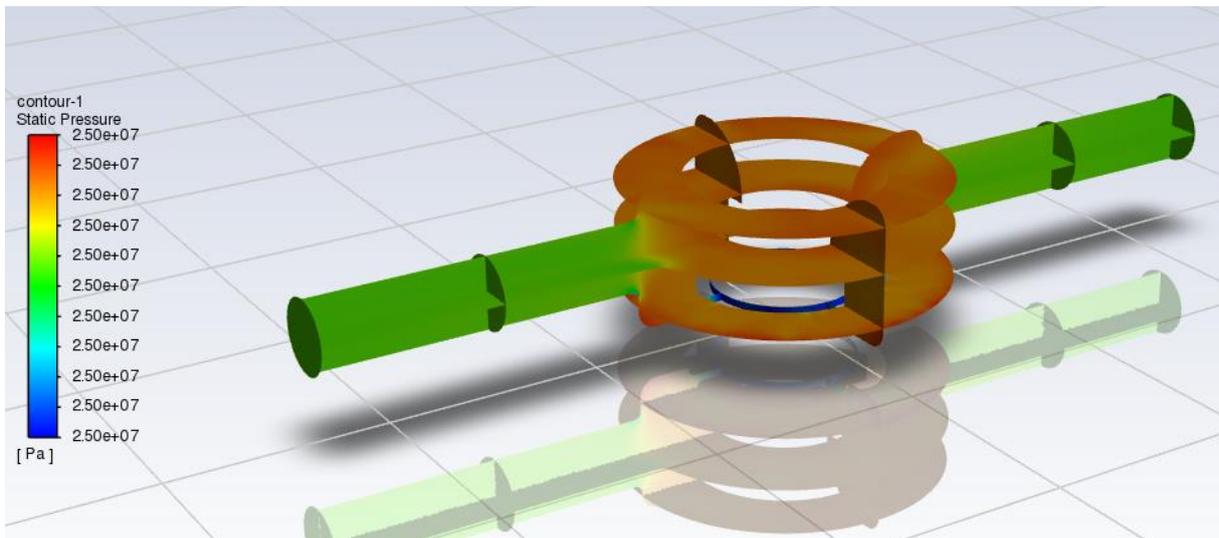
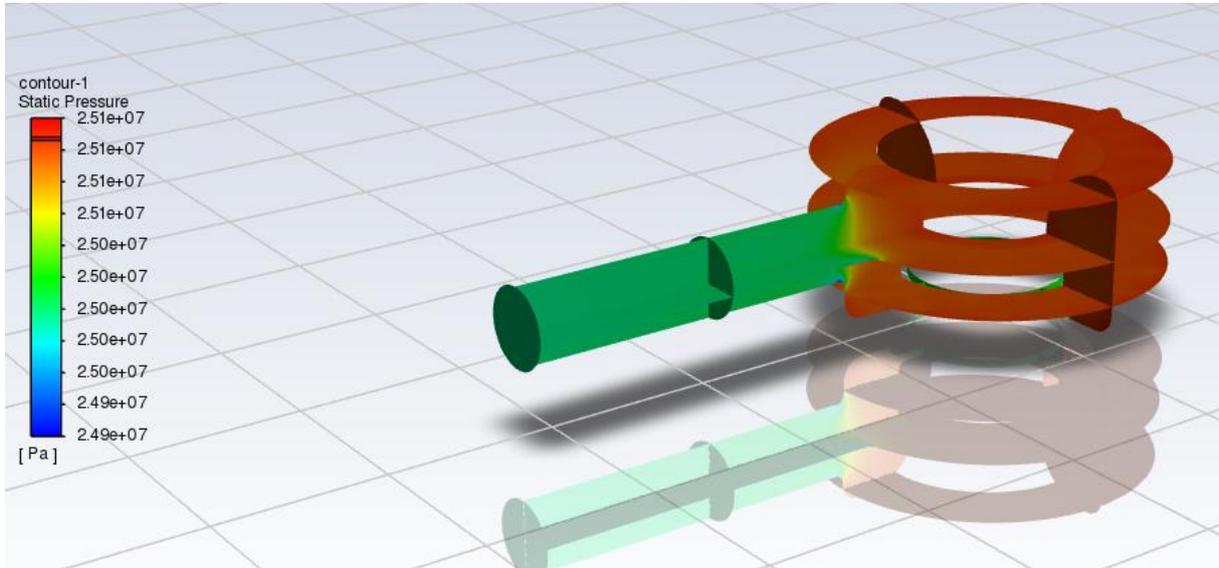
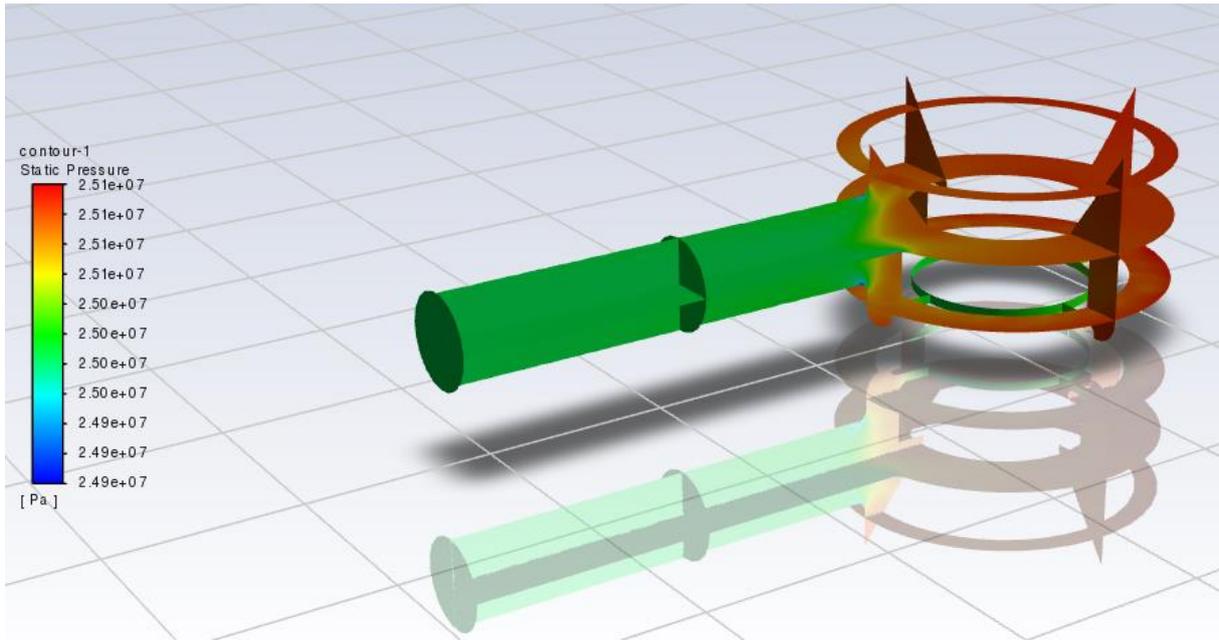
Figura 48: Pressioni del primo stadio: originario (1), doppia mandata (2)



**Figura 49: Pressioni del secondo stadio: originario (1), volume ampliato (2), doppia mandata (3)**



**Figura 50: Pressioni del terzo stadio: originario (1), volume ampliato (2), doppia mandata (3)**



**Figura 51: Pressioni del quarto stadio: originario (1), volume ampliato (2), doppia mandata (3)**

### 5.3.5. Analisi dei risultati ottenuti

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti dalle simulazioni delle diverse configurazioni:

Primo stadio:

- Il valore di perdita di carico massimo nell'attuale condizione è *1,64 bar*
- Il valore di perdita di carico massima con volume aumentato e doppia mandata è *0,39 bar*

Secondo stadio:

- Il valore di perdita di carico massimo nell'attuale condizione è *2,16 bar*
- Il valore di perdita di carico massima con volume aumentato è *0,94 bar*
- Il valore di perdita di carico massima con volume aumentato e doppia mandata è *0,54 bar*

Terzo stadio:

- Il valore di perdita di carico massimo nell'attuale condizione è *2,08 bar*
- Il valore di perdita di carico massima con volume aumentato è *1,62 bar*
- Il valore di perdita di carico massima con volume aumentato e doppia mandata è *0,89 bar*

Quarto stadio:

- Il valore di perdita di carico massimo nell'attuale condizione è *1,51 bar*
- Il valore di perdita di carico massima con volume aumentato è *1,03 bar*
- Il valore di perdita di carico massima con volume aumentato e doppia mandata è *0,32 bar*

Analizzando criticamente i dati ottenuti, si osservano minori perdite di carico sul quarto stadio rispetto al terzo, nonostante il primo presenti una pressione maggiore. Questo è giustificabile considerando le dimensioni dei condotti di mandata, che sono le stesse per entrambi gli stadi anche se la portata volumetrica del quarto stadio è inferiore rispetto a quella del terzo essendo la densità del gas maggiore.

Dalle simulazioni emerge un notevole miglioramento in termini di riduzione delle perdite di carico a seguito delle modifiche introdotte. Le simulazioni sono state effettuate in condizioni statiche per analizzare le perdite di carico nelle diverse geometrie, senza considerare il transitorio di apertura e chiusura delle valvole.

I dati di perdite di carico così ottenuti sono stati inseriti all'interno di un programma di calcolo aziendale per controllare il risparmio in termini di potenza erogata dal motore.

I risultati sono stati ritenuti soddisfacenti, mettendo in luce un risparmio percentuale sulla potenza erogata dal motore pari a:

- 3% con tutti i volumi ampliati;
- 6% con tutti i volumi ampliati e doppia mandata su primo e secondo stadio;
- 7% con tutti i volumi ampliati e doppia mandata su tutti gli stadi.

I promettenti risultati ottenuti hanno motivato la realizzazione dei componenti descritti con geometria modificata, così da poter verificare in fase di collaudo della macchina i risultati ottenuti dalla simulazione e quantificare l'effettivo miglioramento introdotto.

## 5.4. Realizzazione

Dopo una fase di progettazione e redazione dei disegni tecnici, si è passati alla realizzazione dei componenti coinvolti nella riprogettazione. In particolare, le testate sono state lavorate internamente all'azienda, mentre i pressavalvola sono stati realizzati presso fornitori esterni per ragioni di tempo. Per permettere la verifica del comportamento effettivo della macchina in seguito alle modifiche apportate, i singoli particolari riprogettati e realizzati come prototipi sono stati montati su un compressore in modo da poter eseguire dei test durante il collaudo della macchina all'interno dell'azienda.

In Figura 55 sono riportati i componenti realizzati che sono stati montati sul compressore di prova per le verifiche in fase di collaudo.



Figura 52: Testata di secondo stadio



**Figura 53: Pressavalvola di secondo stadio**



**Figura 54: Pressavalvola di quarto stadio**



**Figura 55: Insieme dei componenti realizzati**

Dalla Figura 52 e dalla Figura 53 è possibile osservare il profilo modificato ottenuto sui pezzi, in particolar modo quello ottenuto sul pressavalvola, dove la geometria a tronco di cono è stata sostituita con una raccordata che comporta un maggiore volume disponibile ed anche una geometria più adatta al passaggio di gas.

I componenti sono stati montati sul corpo compressori e poi inviati al montaggio dell'intero sistema, per poi essere infine destinati al collaudo in fase di test della macchina.

## 5.5. Collaudo della macchina

Le fotografie riportate in Figura 56 mostrano la fase di verifica nel caso particolare di doppia mandata montata su tutti gli stadi.



Figura 56: Fase di collaudo del compressore

## 5.6. Risultati reali

I risultati ottenuti dalle simulazioni sono stati verificati mediante un confronto diretto con le misure sperimentali dei livelli di pressione interstadio. In particolare, le pressioni misurate in campo presentano uno scostamento massimo dell'8% da quelle simulate, valore accettabile tenendo conto delle condizioni reali e anche dei punti dove sono stati montati i sensori di pressione.

Per quanto riguarda la potenza, è emersa un'elevata correlazione tra i risultati reali e ottenuti per mezzo del programma di calcolo sopra citato, a meno di una leggera sottostima della potenza effettivamente richiesta al motore. In particolare, nei 3 diversi casi elencati precedentemente la potenza percentualmente risparmiata è:

- 2,1% con tutti i volumi ampliati;
- 4,5% con tutti i volumi ampliati e doppia mandata su primo e secondo stadio;
- 6,1% con tutti i volumi ampliati e doppia mandata su tutti gli stadi.

È necessario sottolineare che generalmente questa serie di compressori monta motori piccoli con una potenza massima installata di 90 kW; pertanto, le percentuali potrebbero essere influenzate anche da altri fattori esterni. Ad ogni modo i risultati ottenuti possono comunque ritenersi soddisfacenti in quanto differiscono solo di pochi punti percentuali da quelli simulati.

Il principale vantaggio ottenuto apportando le modifiche progettuali fin qui descritte consiste quindi nella riduzione dei consumi per l'alimentazione del compressore, permettendo inoltre di scegliere un motore di una taglia minore rispetto alla condizione di partenza nel caso in cui potenza richiesta si trovi a cavallo tra due taglie.

# Conclusione

Il lavoro svolto in questa tesi si è concentrato sul miglioramento in termini di prestazioni di un compressore alternativo e del suo ciclo produttivo, con lo scopo di ridurre i costi. Per raggiungere questo obiettivo è stato necessario eseguire la riprogettazione di alcuni componenti, quali carcassa, testate e pressavalvole, seguita da necessarie verifiche al fine di ottenere il risultato desiderato. Il miglioramento descritto nel capitolo 4 in termini di costi di produzione risulta considerevole, per cui la scelta di realizzare la carcassa per fusione è stata portata avanti a livello aziendale e applicata ai compressori attualmente in produzione.

Dati i soddisfacenti risultati ottenuti in termini di performance del compressore con l'introduzione di una doppia mandata descritti nel capitolo 5, il prossimo passo sarà l'integrazione della geometria con doppia mandata all'interno di un unico componente, lasciando invariato il montaggio dei tubi e uscendo comunque con un unico condotto verso lo scambiatore come nella configurazione originale.

I miglioramenti futuri sono volti principalmente all'ottimizzazione della produzione e, in primo luogo, all'unificazione della geometria di tutti gli stadi del compressore in modo da ottenere un processo produttivo più snello e semplice. Tale unificazione permetterebbe inoltre di avere più componenti che condividono la stessa geometria e sarebbe quindi possibile partire da un semilavorato unico rispetto alla condizione attuale, dove tutti i componenti sono ottenuti dal pieno asportando gran parte del materiale, contribuendo alla realizzazione di un processo produttivo più efficiente.

# Bibliografia

- [1] CEN, *UNI EN 13445-6 Recipienti a pressione non esposti a fiamma. Parte 6: Requisiti per la progettazione e la costruzione di recipienti a pressione e parti in pressione realizzati in ghisa sferoidale*, Bruxelles, 2019.
- [2] CEN, *UNI EN 13445-3 Recipienti a pressione non esposti a fiamma. Parte 3: Progettazione*, Bruxelles, 2019.
- [3] CEN, *UNI EN 1563 Fonderia. Ghise sferoidali*, Bruxelles, 2018.
- [4] CEN, *UNI EN 10025-2 Prodotti laminati a caldo di acciai per impieghi strutturali. Parte 2: Condizioni tecniche di fornitura di acciai non legati per impieghi strutturali*, Bruxelles, 2019.
- [5] UE, *Direttiva 2014/68/CE (PED)*, 2014.
- [6] J. E. Matsson, *An Introduction to ANSYS Fluent 2021*, SDC Publications, 2021.
- [7] V. Shedding, *Introduction to ANSYS Fluent.*, 2012.
- [8] X. Chen e L. Yijun, *Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench*, CRC press, 2018.
- [9] V. V. Wadkar, S. S. Malgave, D. D. Patil, H. S. Bhore e P. P. Gavade, «Design and analysis of pressure vessel using ansys,» *J. Mech. Eng. Technol*, vol. 3, n. 2, pp. 1-13, 2015.