

# Politecnico di Torino

Corso di Laurea di 2° livello  
in Ingegneria Meccanica



**Politecnico  
di Torino**

Tesi di Laurea Magistrale

## **SVILUPPO DEL MODELLO CAD E ANALISI NUMERICA A SUPPORTO DELLA SPERIMENTAZIONE DI UNA POMPA AD INGRANAGGI ESTERNI**

Relatore:

Prof. Ing. Massimo RUNDO

Candidato:

Abdessamad ER-RAMI

A.A. 2025-2026

Marzo-aprile 2026



# Ringraziamenti

---

Desidero ringraziare nel modo più sincero il mio relatore Prof. Massimo Rundo per avermi offerto questa opportunità di lavoro di tesi e per il supporto e la disponibilità ricevuti durante lo svolgimento dell'attività.

Un ringraziamento speciale va alla mia famiglia, che mi ha sempre sostenuto e incoraggiato, prima e durante tutto il mio percorso universitario al Politecnico di Torino.

Senza dimenticare tutti i docenti che mi hanno trasmesso solide conoscenze scientifiche ed ingegneristiche, ma anche concetti più generali importanti per la mia crescita individuale e professionale, ringrazio loro e questa eccellente Università nel suo complesso.

---

## Sommario

Il presente elaborato riguarda lo sviluppo del modello CAD e l'analisi numerica a supporto della sperimentazione di una pompa ad ingranaggi esterni di tipo automobilistico. L'obiettivo principale è stato quello di trasformare il componente di serie in un modulo adatto per i test sperimentali, integrando la modellazione 3D con simulazioni fluidodinamiche (CFD) e strutturali (FEM).

In una prima fase, è stata condotta la modellazione tridimensionale del corpo pompa e dei componenti ausiliari di interfaccia mediante il software CAD SolidWorks; tra questi, un tappo Porta-sensore e un tappo di ricircolo, progettati per garantire la tenuta idraulica e l'alloggiamento della sensoristica (trasduttori di pressione). Successivamente, è stata eseguita un'analisi fluidodinamica computazionale tramite il software SolidWorks Flow Simulation per valutare le perdite di carico nel tratto di mandata in funzione della portata volumetrica.

La tesi si conclude con un'analisi strutturale eseguita in ambiente Ansys (Mechanical APDL), finalizzata al confronto delle deformazioni sotto carico idraulico tra il coperchio originale in lega di alluminio e una nuova versione in acciaio. L'integrazione degli approcci progettuali e numerici ha permesso di ottimizzare il setup sperimentale, assicurando l'affidabilità dei componenti prima di eseguire le prove in laboratorio per la validazione del modello fluidodinamico.

# Indice

Sommario.....	4
Elenco delle figure .....	7
Elenco delle Tabelle .....	8
Introduzione .....	9
<b>1. Pompe ad Ingranaggi Esterni e Metodologie di Prova.....</b>	<b>10</b>
1.1. Definizione e Classificazione delle Macchine Volumetriche .....	10
1.2. Pompe ad Ingranaggi Esterni .....	10
1.2.1. Principio di Funzionamento .....	10
1.2.2. Parametri Fondamentali.....	11
1.2.3. Rendimenti.....	12
1.3. Caratterizzazione Sperimentale Stazionaria.....	13
1.3.1. Caratterizzazione delle perdite per trafilamento e comprimibilità.....	13
1.3.2. Caratterizzazione del limite di velocità operativa .....	14
1.4. Banco Prova e Sistema di Lubrificazione Originale .....	16
<b>2. Modellazione del Corpo Pompa e Progettazione dei Componenti Ausiliari .....</b>	<b>19</b>
2.1. Modellazione Corpo Pompa .....	19
2.2. Progettazione e Modellazione dei Componenti Ausiliari .....	20
2.3. Assemblaggio e Funzionamento del Sistema Complessivo.....	25
<b>3. Simulazione Fluidodinamica Computazionale .....</b>	<b>28</b>
3.1. Definizione del Dominio Fluido e Dominio Computazionale .....	28
3.2. Configurazione della Simulazione Numerica.....	29
3.2.1. Parametri Generali e Proprietà del Fluido .....	29
3.2.2. Condizioni al Contorno .....	30
3.2.3. Definizione degli Engineering Goals .....	31
3.3. Impostazione della Mesh .....	31
3.4. Analisi dei Risultati Principali .....	33
<b>4. Analisi Strutturale FEM del Coperchio .....</b>	<b>38</b>
4.1. Definizione del Modello e delle Condizioni al Contorno .....	38
4.1.1. Definizione del dominio e semplificazioni geometriche .....	38
4.1.2. Proprietà del materiale e discretizzazione .....	39

4.1.3.	Definizione dei contatti, condizioni al contorno e fasi di carico .....	39
4.2.	Plot degli Spostamenti Assiali .....	42
4.3.	Misura e Confronto dello Spostamento Assiale in Punti Specifici .....	43
	Conclusioni .....	45
	Appendice A: Messa in tavola dei componenti ausiliari .....	47
	Appendice B: Codice per le simulazioni in Ansys .....	56
	Bibliografia .....	60

## Elenco delle figure

Figura 1. Elementi costituenti una pompa ad ingranaggi esterni .....	11
Figura 2. Circuito di prova sperimentale per la misura della caratteristica Pressione-Portata .....	13
Figura 3. Esempio di portata reale in funzione della pressione di mandata per differenti valori di velocità (a) e per differenti valori di temperatura (b).....	14
Figura 4. Circuito di prova sperimentale per la misura della caratteristica Velocità-Portata .....	14
Figura 5. Esempio di portata reale in funzione della velocità per differenti valori di temperatura (a) e per differenti valori di pressione alla bocca di aspirazione (b) – (Pressione alla mandata costante).....	15
Figura 6. Sistema di lubrificazione originale (a) e dettaglio della zona degli ingranaggi esterni (b) .....	16
Figura 7. Banco prova utilizzato per la caratterizzazione sperimentale della macchina.....	16
Figura 8. Blocco d'interfaccia e gli elementi costituenti.....	17
Figura 9. Schema circuitale del sistema di lubrificazione originale .....	17
Figura 10. Esempio di montaggio di una pompa analoga sul banco prova .....	18
Figura 11. Corpo pompa - Modello CAD 3D .....	19
Figura 12. Tappo Porta-sensore - Modello CAD 3D .....	20
Figura 13. Tappo di ricircolo Porta-sensore - Modello CAD 3D .....	21
Figura 14. Piastrina Paraolio - Modello CAD 3D .....	22
Figura 15. Condotto di Aspirazione - Modello CAD 3D .....	22
Figura 16. Serbatoio di Recupero Trafilamenti - Modello CAD 3D .....	23
Figura 17. Nuovo coperchio in acciaio (b) e confronto con l'originale (a) - Modello CAD 3D.....	24
Figura 18. Fissaggio del coperchio sul corpo pompa – Modello CAD 3D .....	24
Figura 19. Vista esplosa del sistema di lubrificazione in esame: componenti preesistenti (grigio) e quelli nuovi (colorati).....	25
Figura 20. Il sistema di lubrificazione sperimentale dopo l'assemblaggio finale: vista isometrica (a) e vista secondo l'orientamento assunto in sede in montaggio sul banco (b).....	25
Figura 21. Percorso del fluido all'interno del sistema di lubrificazione: flusso principale (freccie rosse) e flusso secondario (freccie blu).....	26
Figura 22. Dominio fluido.....	28
Figura 23. Dominio computazionale.....	29
Figura 24. Condizione al bordo - Ingresso - Portata volumica .....	30
Figura 25. Condizione al bordo - Uscita - Pressione atmosferica.....	30
Figura 26. Suddivisione del dominio fluido in local mesh .....	31
Figura 27. Raffinamento della mesh - Simulazione 1 .....	32

Figura 28. Raffinamento mesh - Simulazione 2 .....	33
Figura 29. Pressione ingresso in funzione del numero di celle (N) .....	33
Figura 30. Caduta di pressione in funzione della portata volumica.....	34
Figura 31. Distribuzione globale del campo di pressione .....	35
Figura 32. Andamento di pressione – Vista in sezione.....	35
Figura 33. Campo di velocità - Vista in sezione .....	36
Figura 34. Vortici nella zona antecedente il Tappo di ricircolo .....	36
Figura 35, Vortici di stagnazione e vortici spirale nelle curvature del condotto interno del corpo pompa.....	37
Figura 36. Vortici di stagnazione nel tratto terminale del condotto del corpo pompa .....	37
Figura 37. Confronto tra modello CAD integrale (sinistra) e quello semplificato per l'analisi FEM (destra) – Coperchio in lega di alluminio.....	38
Figura 38. Confronto tra modello CAD integrale (sinistra) e quello semplificato per l'analisi FEM (destra) – Coperchio in acciaio .....	38
Figura 39. Vista d’insieme del modello discretizzato (sinistra) e dettaglio della mesh in prossimità della vite (destra). .....	39
Figura 40. Disposizione dei nodi gemelli (twin nodes). .....	40
Figura 41. Dettaglio della vite - In giallo i vincoli di spostamento nullo .....	40
Figura 42. Zona di applicazione della pressione idraulica (8 bar).....	41
Figura 43. Mappa degli spostamenti - Coperchio in lega di alluminio .....	42
Figura 44. Mappa degli spostamenti - Coperchio in acciaio Inox.....	42
Figura 45. Punti di misura - Coperchio in alluminio .....	43

## Elenco delle Tabelle

Tabella 1. Spostamento assiale in corrispondenza di punti specificati – Coperchio in alluminio ....	43
Tabella 2. Spostamento assiale in corrispondenza di punti specificati – Coperchio in acciaio .....	44

## Introduzione

L'attività svolta riguarda lo studio di una pompa di lubrificazione automobilistica ad ingranaggi esterni, focalizzandosi sulla necessità di trasformare il sistema originale in un modulo sperimentale adatto per l'esecuzione di prove in laboratorio per la validazione di un modello numerico fluidodinamico. A tal fine, è stato adottato un approccio integrato che coinvolge la progettazione meccanica 3D, le simulazioni fluidodinamiche (CFD) e le analisi strutturali (FEM).

L'elaborato si apre con un inquadramento teorico sulla classificazione delle macchine volumetriche, con un approfondimento in particolare sulle pompe ad ingranaggi esterni e sulle procedure necessarie per la loro caratterizzazione sperimentale in regime stazionario. Inoltre, viene riportata una descrizione dettagliata del banco prova e degli elementi che lo costituiscono.

Successivamente, viene illustrato l'esito della modellazione 3D del corpo pompa e le caratteristiche geometrico-funzionali di una serie di nuovi componenti aggiuntivi. Tali elementi sono stati studiati e progettati per interfacciarsi con la pompa e svolgono alcune funzioni fondamentali quali la tenuta idraulica (come il Tappo Porta-sensore), la chiusura del percorso fluido (Tappo di ricircolo) e il recupero dei trafilamenti (Serbatoio di recupero), offrendo allo stesso tempo un'interfaccia per l'installazione dei trasduttori di pressione.

Nella terza parte si affronta l'analisi fluidodinamica nella zona di mandata della pompa con l'obiettivo di quantificare quantitativamente le perdite di carico al variare della portata d'olio e di mappare l'andamento di pressione e velocità, nonché la ricerca e l'individuazione di zone di ricircolo (vortici). Il software impiegato per svolgere le simulazioni numeriche è il tool SolidWorks 2025 Flow Simulation.

Infine, sono state eseguite analisi strutturali in ambiente Ansys (Mechanical APDL) per valutare le deformazioni elastiche del coperchio di chiusura della camera degli ingranaggi sotto l'azione di carico idraulico. Più nello specifico, la valutazione e il confronto degli spostamenti assiali del componente tra la versione originale in lega di alluminio e la nuova configurazione in acciaio.

# 1. Pompe ad Ingranaggi Esterni e Metodologie di Prova

## 1.1. Definizione e Classificazione delle Macchine Volumetriche

Una macchina volumetrica rotativa (operatrice o motrice) è composta da un insieme di  $N$  camere il cui volume  $V_j$  varia in funzione della posizione angolare dell'albero tra un valore massimo ( $V_{\max}$ ) e un valore minimo ( $V_{\min}$ ). Queste camere comunicano periodicamente con l'ambiente di aspirazione e di mandata.

Una *macchina volumetrica ideale* è caratterizzata da trafilamenti nulli, assenza di attrito, elementi indeformabili e connessione istantanea con gli ambienti di aspirazione/mandata.

Le macchine in oggetto vengono principalmente classificate in base a come sono realizzate le camere a volume variabile:

- Ingranaggi (cilindrata fissa)
  - Esterni
  - Interni (con lunetta, gerotor, orbit),
  - A lobi
- Pistoni Assiali
  - Piastra inclinata (swash plate, cilindrata fissa o variabile)
  - corpo inclinato (bent axis, cilindrata fissa)
- Pistoni Radiali (i pistoni sono disposti a stella attorno all'albero)
  - Alternative (corpo cilindri fisso, cilindrata fissa)
  - Rotoalternative (corpo cilindri rotante, cilindrata variabile)
- Palette
  - Rotore equilibrato (cilindrata fissa)
  - Rotore non equilibrato (cilindrata variabile)
  - Invertite
- A rulli

## 1.2. Pompe ad Ingranaggi Esterni

### 1.2.1. Principio di Funzionamento

Nelle macchine volumetriche a ingranaggi esterni (Figura 1), le camere a volume variabile sono generate dall'ingranamento di due ruote dentate. Come illustrato in Figura 1, il sistema è composto da una ruota motrice (1) rotante in senso antiorario, che trascina con sé la ruota condotta (2). Nella parte inferiore della zona di ingranamento, zona di aspirazione (3), i denti delle due ruote si allontanano tra loro. Questo movimento crea una depressione e uno spazio libero che viene prontamente occupato dal fluido proveniente dalla bocca di aspirazione. Una volta entrato, l'olio riempie i vani compresi tra i singoli denti e la carcassa esterna (4). In questa fase, il fluido rimane intrappolato e viene trasportato lungo le due periferie della macchina verso la parte superiore, zona di mandata (5). Nella parte superiore, i denti delle due ruote tornano a ingranare e si avvicinano

progressivamente. Questo riavvicinamento genera una regione a volume decrescente, riducendo drasticamente lo spazio a disposizione del fluido e forzando l'olio a defluire verso la bocca di mandata.

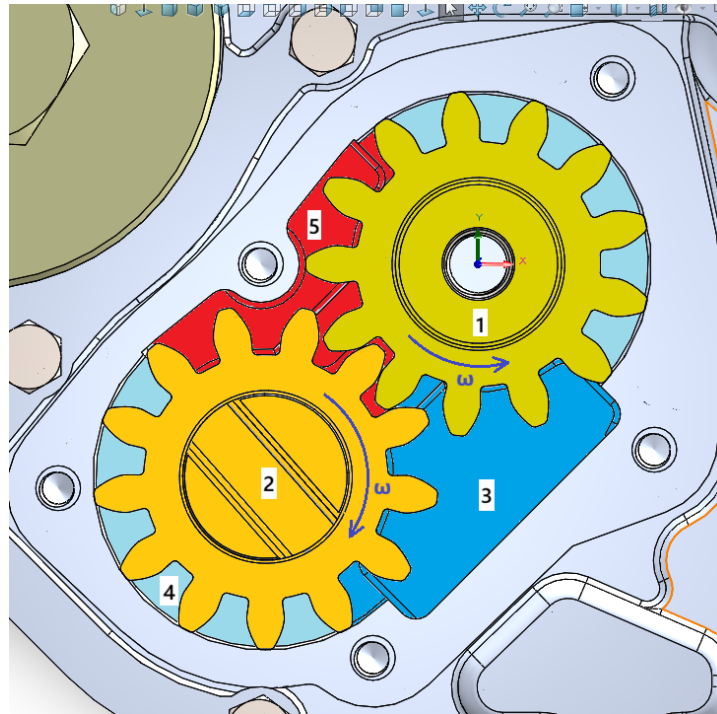


Figura 1. Elementi costituenti una pompa ad ingranaggi esterni

### 1.2.2. Parametri Fondamentali

#### I. Cilindrata (V)

Rappresenta il volume di fluido idealmente spostato per ogni rotazione completa dell'albero.

$$V = N \cdot V_0 \cdot n_c \quad (I)$$

- N: numero di camere
- $V_0$ : cilindrata unitaria ( $V_{max} - V_{min}$ )
- $n_c$ : numero di cicli per ogni giro

#### II. Portata media teorica ( $\bar{Q}$ ):

È data dal prodotto tra cilindrata e velocità angolare.

$$\bar{Q} = \omega \cdot V \quad (II)$$

- $\omega$ : velocità angolare
- V: cilindrata

#### III. Coppia media ( $\bar{C}$ ):

È data dal prodotto tra cilindrata e differenza di pressione.

$$\bar{C} = \Delta p \cdot V \quad (III)$$

### 1.2.3. Rendimenti

Vengono definiti tre tipi principali di rendimento per valutare l'efficienza:

#### A. **Rendimento Meccanico-Idraulico ( $\eta_{mh}$ ):**

Rapporto tra la coppia teorica e quella realmente assorbita. Tiene conto delle perdite per attrito meccanico e perdite di carico interne.

$$\eta_{mh} = \frac{C_{th}}{C_R} = \frac{(\Delta p \cdot V)}{C_R} \quad (IV)$$

- $C_R$ : Coppia assorbita
- $\Delta p$ : massimo salto di pressione
- $V$ : cilindrata

#### B. **Rendimento Volumetrico ( $\eta_V$ ):**

Rapporto tra la portata reale ( $Q_R$ ) e quella teorica ( $Q_{th}$ ).

$$\eta_V = \frac{Q_R}{Q_{th}} \quad (V)$$

Questo rendimento tiene conto di tutte le cause che provocano una perdita di portata volumetrica durante il funzionamento della macchina, ovvero:

- 1) **Trafilamenti ( $Q_L$ ):** consistono nelle fughe di fluido che attraversano i piccoli giochi tra le parti mobili della macchina o dovuti alla deformazione elastica a causa della differenza di pressione.
- 2) **Comprimibilità del fluido ( $Q_\beta$ ):** poiché il fluido reale è comprimibile, il suo volume si riduce quando la pressione aumenta tra l'aspirazione e la mandata, riducendo la portata effettivamente erogata.
- 3) **Incompleto riempimento ( $Q_F$ ):** si verifica quando le camere non vengono riempite totalmente di olio. Questo fenomeno può essere causato da:
  - Alte velocità di rotazione che limitano il tempo di ingresso del fluido.
  - Cadute di pressione eccessive nel condotto di aspirazione.
  - Separazione di aria o vapori d'olio all'interno delle camere.

La formula che riassume la portata reale tenendo conto di queste perdite è:

$$Q_R = Q_{th} - Q_L - Q_\beta - Q_F \quad (VI)$$

#### C. **Rendimento Totale ( $\eta_t$ ):**

Prodotto tra il rendimento volumetrico e quello meccanico-idraulico, esprime l'efficienza complessiva della macchina.

$$\eta_t = \eta_V \cdot \eta_{mh} \quad (VII)$$

### 1.3. Caratterizzazione Sperimentale Stazionaria

La caratterizzazione stazionaria di una macchina volumetrica prevede solitamente l'esecuzione di due tipi di prove sperimentali:

- La caratterizzazione delle perdite per trafilamento e comprimibilità; da cui si ottengono le curve caratteristiche Pressione-Portata.
- La caratterizzazione del limite di velocità operativa; da cui invece derivano le curve caratteristiche Velocità-Portata.

In questo paragrafo vengono descritte nel dettaglio.

#### 1.3.1. Caratterizzazione delle perdite per trafilamento e comprimibilità

Questa prova ha l'obiettivo di valutare la "**capacità di tenuta**" della pompa quando è sottoposta ad un carico idraulico esterno (pressione). In una macchina ideale, la portata rimarrebbe costante al crescere della pressione, tuttavia, nelle macchine reali, l'aumento del carico accentua i trafilamenti attraverso i giochi meccanici e riduce il volume del fluido a causa della comprimibilità. Questa prova è influenzata quindi sia dal grado di precisione meccanica che dalla rigidità strutturale dei componenti costituenti.

L'esecuzione della prova prevede che si mantengano costanti la velocità dell'albero ( $\omega$ ) e la temperatura del fluido (T). Attraverso uno strozzatore posto nella parte terminale del circuito, si aumenta progressivamente il carico (p) e si misura quindi la portata reale ( $Q_R$ ). Questo evidenzia principalmente l'effetto dei trafilamenti e della comprimibilità, che aumenta linearmente con la pressione (p), ipotizzando completo riempimento, secondo la formula seguente:

$$Q_R = \omega \cdot V - \left( \frac{\omega \cdot V}{\beta} + G \right) \cdot p \quad \text{(VIII)}$$

In cui G rappresenta il termine legato ai trafilamenti e  $\beta$  modulo di compressibilità.

In Figura 2 è riportato lo schema del circuito di prova sperimentale per la misura della caratteristica Pressione-Portata:

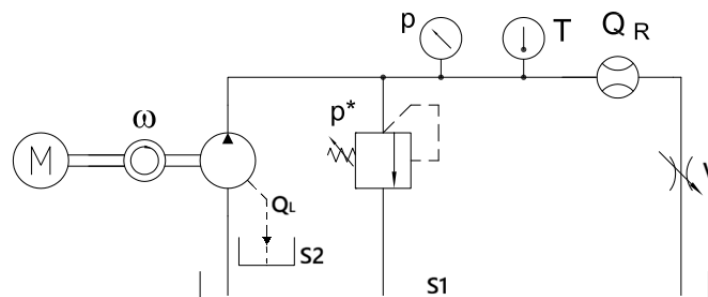


Figura 2. Circuito di prova sperimentale per la misura della caratteristica Pressione-Portata

In Figura 3a è riportato l'esempio di andamento della portata reale in funzione della pressione di mandata a temperatura costante per diverse velocità di rotazione. Mentre in Figura 3b viene messo in evidenza l'effetto della temperatura a velocità costante; si osserva che, a parità di pressione, la porta misurata decresce all'aumentare della temperatura, per via della variazione della viscosità del fluido.

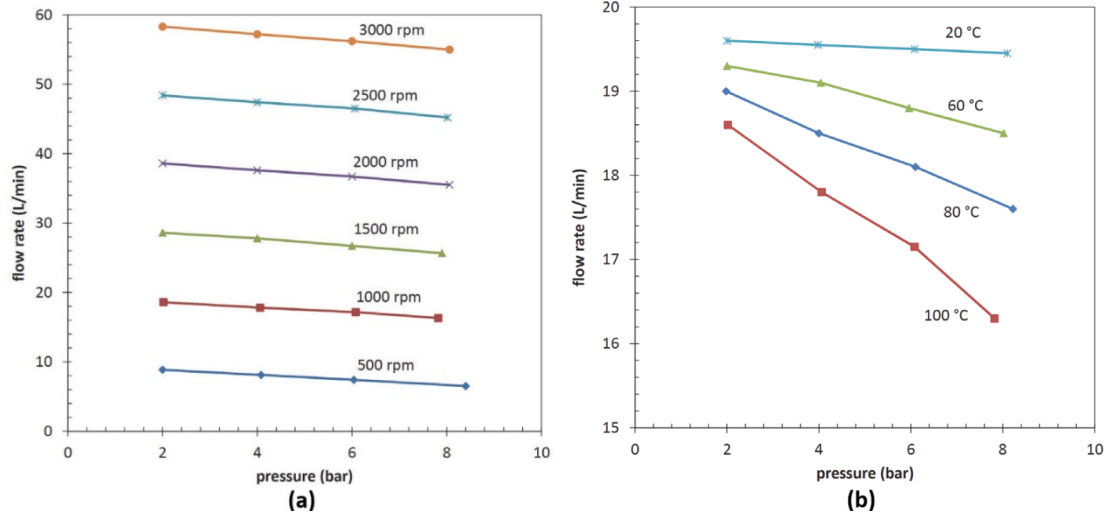


Figura 3. Esempio di portata reale in funzione della pressione di mandata per differenti valori di velocità (a) e per differenti valori di temperatura (b)

### 1.3.2. Caratterizzazione del limite di velocità operativa

La caratterizzazione del limite di velocità operativa serve a determinare il “**limite operativo**” della pompa, ovvero la velocità massima alla quale le camere riescono ancora a riempirsi completamente di fluido. Mentre a bassi regimi la portata cresce in modo proporzionale alla velocità, oltre una certa soglia intervengono resistenze fluido-dinamiche in aspirazione che impediscono il completo riempimento delle camere (**fenomeno di saturazione**). Questa caratteristica è fondamentale per definire il range di utilizzo sicuro ed efficiente della macchina senza incorrere in cavitazione.

Tale caratteristica funzionale può essere verificata sperimentalmente tramite il circuito presentato in Figura 4, in cui un motore a numero di giri variabile aziona la pompa, mentre una valvola limitatrice mantiene costante la pressione di mandata.

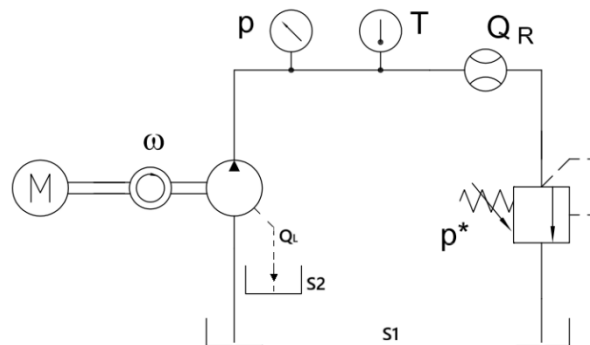


Figura 4. Circuito di prova sperimentale per la misura della caratteristica Velocità-Portata

La Figura 5a mostra un esempio di andamento della portata in funzione della velocità per tre differenti livelli di temperatura e pressione di mandata costante: si nota come, entro un certo limite di velocità, la portata aumenti linearmente, oltre tale valore si ha una fase di transizione e stabilizzazione nonostante l'incremento dei giri, a causa del raggiungimento della massima caduta

di pressione consentita in aspirazione. L'aumento della temperatura causa uno spostamento verso il basso del segmento lineare della curva, dovuto alla riduzione della viscosità che incrementa la costante  $G$  nella equazione VIII. Al contrario, con temperature più basse, il fenomeno del riempimento incompleto appare più evidente; ciò accade perché la maggiore viscosità genera perdite di carico superiori nel condotto di aspirazione, agendo analogamente a una riduzione della sezione di passaggio. Infine, la Figura 5b illustra l'influenza della pressione di aspirazione ( $p_0$ ): valori inferiori comportano velocità limite e portata massima erogata più contenute, questo accade perché abbassando  $p_0$  si riduce il salto di pressione massimo consentito prima di arrivare a condizioni di saturazione.

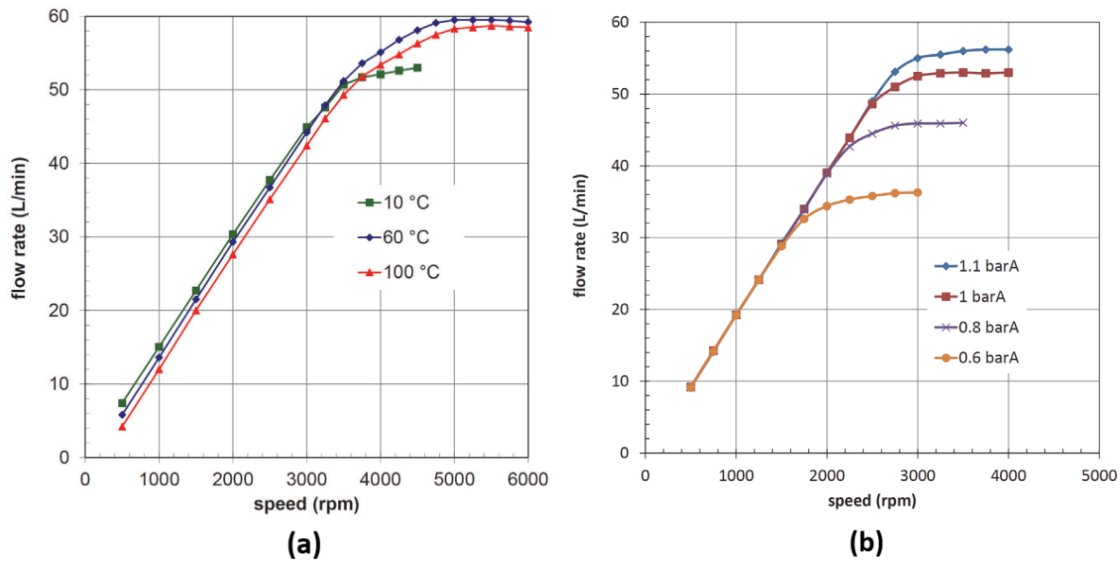


Figura 5. Esempio di portata reale in funzione della velocità per differenti valori di temperatura (a) e per differenti valori di pressione alla bocca di aspirazione (b) – (Pressione alla mandata costante)

## 1.4. Banco Prova e Sistema di Lubrificazione Originale

La macchina volumetrica in esame è una pompa di lubrificazione automobilistica ad ingranaggi esterni prodotta da **Magneti Marelli** ®. Nella sua configurazione originale il sistema si presenta come riportato in Figura 6a, costituito dai seguenti componenti: corpo pompa, coppia di ruote dentate (Figura 6b), coperchio della camera degli ingranaggi, cinematismo di trasmissione (ruote, catena e relativo supporto per il fissaggio in plastica), filtro, valvola e tubo di aspirazione.

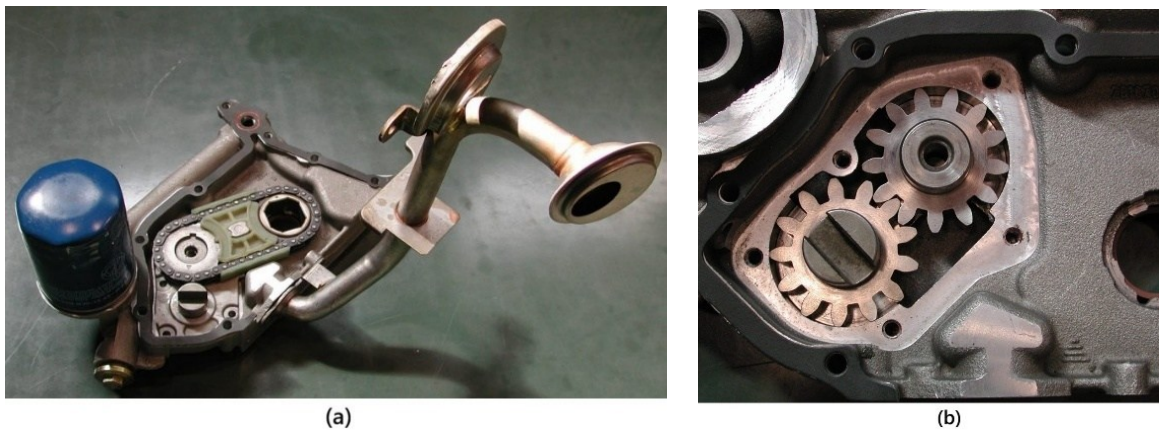


Figura 6. Sistema di lubrificazione originale (a) e dettaglio della zona degli ingranaggi esterni (b)

L'attività di caratterizzazione sperimentale della macchina in oggetto viene condotta con l'ausilio di un banco prova (Figura 7) presso il **Fluid Power Research Laboratory (FPRL)** nella sede centrale del Politecnico di Torino. Il banco è composto da un serbatoio per il contenimento del fluido di lavoro, tubazioni, sensori per il rilievo di pressione, temperatura e portata, nonché da un motore elettrico collegato ad un gruppo idraulico a cui fornisce la potenza meccanica necessaria.

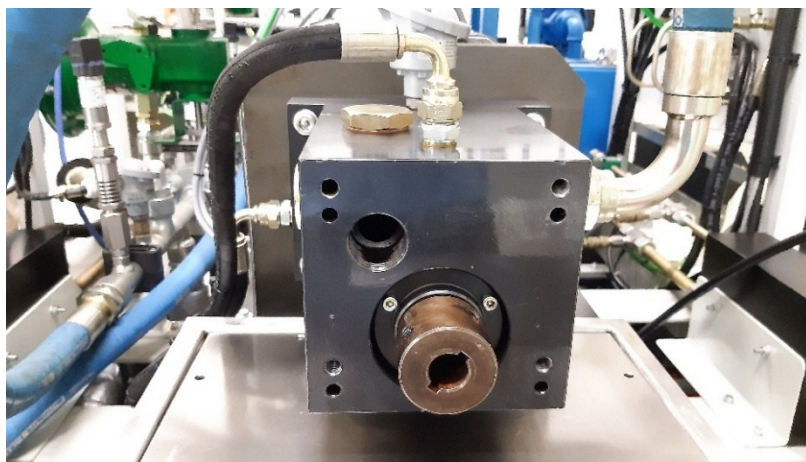


Figura 7. Banco prova utilizzato per la caratterizzazione sperimentale della macchina

L'installazione della pompa sull'unità idraulica è resa possibile da un blocco d'interfaccia; un componente realizzato appositamente per tale scopo, messo a contatto con il banco sulla faccia posteriore e fissato con tre viti mordenti, offre un'interfaccia compatibile per il fissaggio meccanico della pompa (faccia anteriore). Inoltre, funge da collettore idraulico, infatti, riceve il

flusso in pressione dalla mandata della pompa e lo indirizza verso il condotto di ritorno del banco (Figura 8).

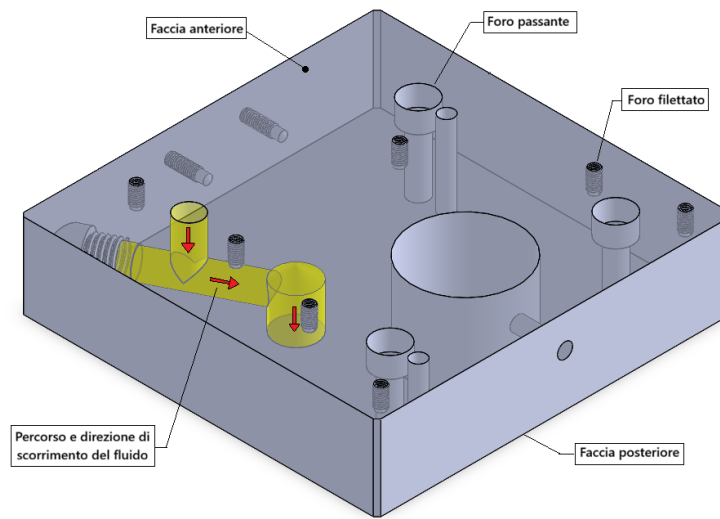


Figura 8. Blocco d'interfaccia e gli elementi costituenti

Il moto viene trasmesso dall'albero motore alla ruota motrice della pompa tramite la catena di trasmissione.

Il funzionamento globale del sistema è descritto dallo schema circuitale in Figura 9. Si tratta di un circuito a ciclo chiuso in cui l'olio viene prelevato dalla pompa dal serbatoio principale (S1) tramite un condotto di aspirazione e inviato verso l'unità idraulica. Nel caso, ad esempio, in cui l'obiettivo sia quello di caratterizzare la macchina dal punto di vista delle perdite per trafilamento e comprimibilità (sottoparagrafo 1.3.1), il fluido viene parzializzato da una valvola laminatrice (V) per ottenere la pressione di mandata desiderata ( $p$ ). Lungo il circuito sono integrati i sensori di pressione, temperatura e portata necessari per ricostruire le curve caratteristiche della pompa nelle diverse condizioni operative. Entrambi i flussi, principale e secondario (trafilamenti) terminano il loro percorso ciclico nello stesso serbatoio di partenza.

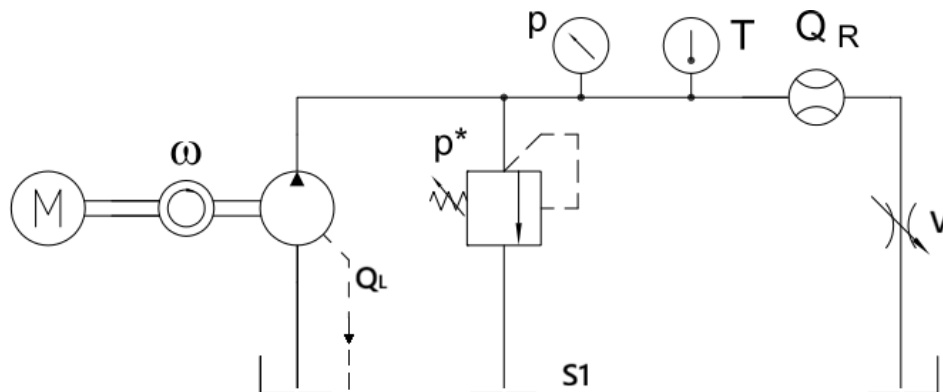
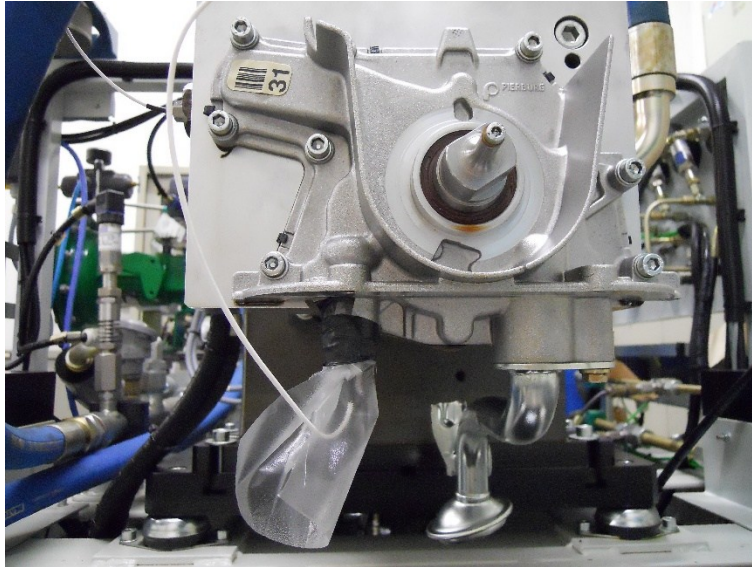


Figura 9. Schema circuitale del sistema di lubrificazione originale

Uno dei limiti del sistema così definito, riguarda proprio la gestione del flusso secondario, che infatti come si è visto, non viene raccolto separatamente per poter misurarne la portata. La riprogettazione del set sperimentale, come verrà approfondito nel Capitolo 2, permette l'isolamento di tali perdite tramite un apposito serbatoio di recupero per consentire la quantificazione della portata volumica  $Q_L$ .

In conclusione, si riporta a titolo illustrativo l'immagine raffigurante il montaggio sul medesimo banco di una macchina analoga a quella presa in considerazione nel presente elaborato (Figura 10).



*Figura 10. Esempio di montaggio di una pompa analoga sul banco prova*

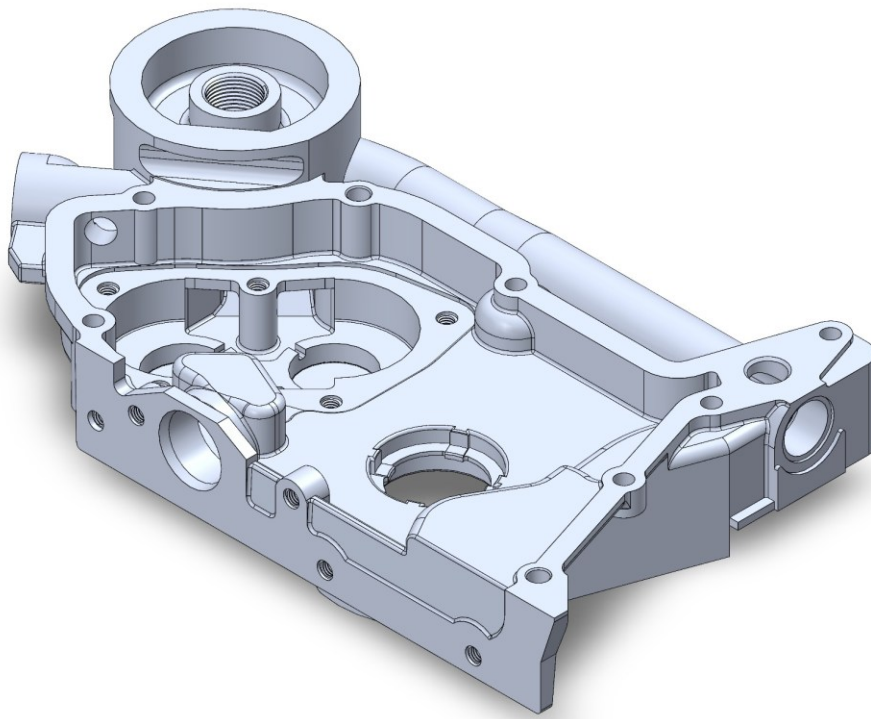
## 2. Modellazione del Corpo Pompa e Progettazione dei Componenti Ausiliari

La prima fase dell'attività è stata la modellazione tridimensionale del componente preesistente corpo pompa; partendo dai disegni tecnici originali, è stato realizzato il corrispondente modello digitale. Questo passaggio è fondamentale soprattutto per le analisi fluidodinamiche (Capitolo 3). Successivamente, sono stati progettati e modellati diversi componenti ausiliari necessari per svolgere le prove sperimentali in laboratorio. Essi possono assolvere diverse funzioni, tra cui la tenuta idraulica, la riduzione delle perdite di carico (Tappo di ricircolo), l'alloggiamento dei traduttori di pressione (Tappo Porta-sensore), la raccolta e gestione dei trafilamenti (Serbatoio di recupero).

La modellazione, l'assemblaggio e la messa in tavola sono stati eseguiti utilizzando il software CAD **SolidWorks 2025**.

### 2.1. Modellazione Corpo Pompa

La strategia adottata per la modellazione del corpo pompa è stata quella di partire dalla costruzione dalle zone maggiormente funzionali dal punto di vista fluidodinamico (la camera degli ingranaggi, per esempio), fino ad arrivare a quelle più esterne. In Figura 11 è possibile osservare il risultato tridimensionale finale. Questa fase è una delle più impegnative poiché trattandosi di un componente dalla geometria complessa ha richiesto l'utilizzo di funzioni (features) avanzate di progettazione 3D.



*Figura 11. Corpo pompa - Modello CAD 3D*

## 2.2. Progettazione e Modellazione dei Componenti Ausiliari

In questo paragrafo vengono analizzate nel dettaglio le caratteristiche geometriche e funzionali dei nuovi componenti ausiliari (tutti realizzati in acciaio Inox) progettati per poter eseguire correttamente le prove sperimentali di laboratorio.

*Nota: al fine di garantire una maggiore chiarezza espositiva, alcuni componenti sono stati rinominati rispetto alla nomenclatura adottata nei disegni tecnici riportati in appendice A.*

### Tappo Porta-sensore

Per consentire il monitoraggio della pressione all'interno della pompa durante il funzionamento, è stato progettato il Tappo Porta-sensore che va a sostituire la valvola originale nella sua sede, è riportato in Figura 12 (le frecce blu indicano percorso del fluido verso il trasduttore). La tenuta idraulica è garantita dall'impiego di un anello O-ring alloggiato in una apposita cava. Questa configurazione assicura l'assenza di trafileamenti anche alle alte pressioni di mandata, senza gravare sulla filettatura di fissaggio.

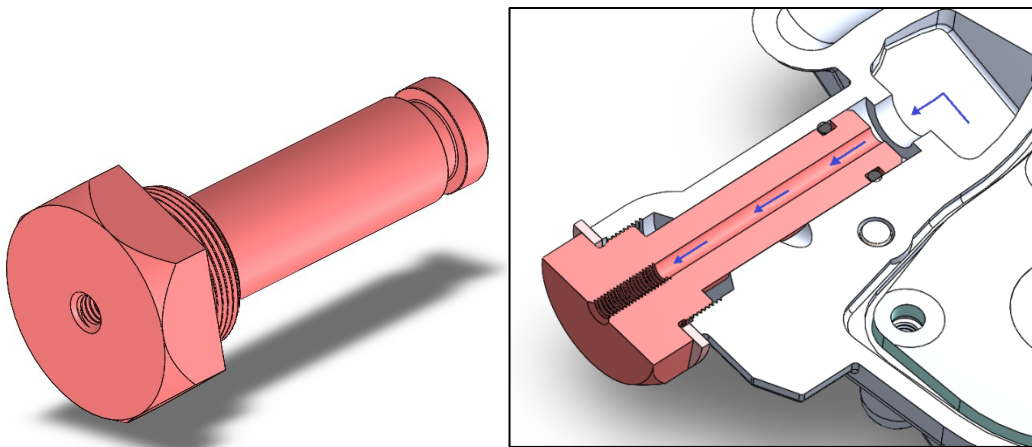


Figura 12. Tappo Porta-sensore - Modello CAD 3D

Il componente presenta una geometria articolata suddivisibile principalmente nelle seguenti zone:

- Terminale di tenuta: la porzione che entra più internamente nel corpo pompa è costituita da una superficie liscia e dotata di una sede per l'anello O-ring.
- Tratto filettato di fissaggio: un tratto filettato permette il serraggio del componente sul corpo pompa, sfruttando la filettatura originariamente realizzata per il fissaggio della valvola.
- Testa esagonale di manovra: l'estremità esterna presenta una sagoma esagonale (chiave da 32 mm) per permettere l'applicazione della coppia di serraggio o l'eventuale smontaggio.
- Canale di misura interno: l'intero componente è attraversato da un foro passante assiale che mette in comunicazione diretta il fluido in pressione con il sensore. L'estremità del foro è filettata (M5) per consentire il montaggio del trasduttore di pressione.

## Tappo di Ricircolo Porta-Sensore

In sostituzione del filtro olio originale, è stato progettato il Tappo di ricircolo Porta-sensore. Questo componente non svolge più una funzione filtrante, ma funge da guida per il fluido nel suo percorso, caratterizzato in questa zona da un'inversione a U (Figura 13). Inoltre, permette l'installazione di un secondo trasduttore di pressione. La necessità di tale modifica nasce dall'esigenza sperimentale di escludere l'elemento filtrante per focalizzare l'analisi esclusivamente sulle prestazioni della pompa.

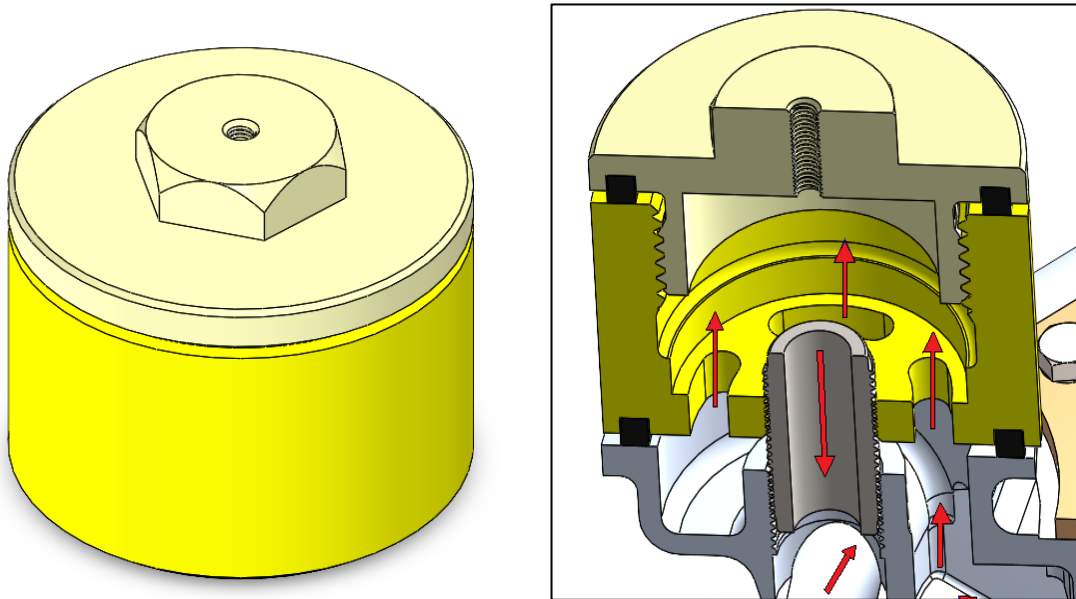


Figura 13. Tappo di ricircolo Porta-sensore - Modello CAD 3D

Il componente è stato modellato seguendo in parte l'ingombro del filtro originale, ma è costituito da un'architettura in due parti separabili per facilitarne la realizzazione meccanica:

- Parte inferiore: si interfaccia al corpo pompa mediante una guarnizione a profilo rettangolare e sfrutta una vite prigioniera per il fissaggio. Il passaggio del lubrificante avviene attraverso quattro asole equi-distanziate; la scelta di adottare le asole, anziché dei semplici fori, risponde alla necessità di minimizzare le perdite di carico concentrate.
- Parte superiore: funge da elemento di chiusura e guida per il ricircolo del fluido. Integra un foro filettato per l'alloggiamento del sensore di pressione e presenta una sagoma esagonale esterna per il serraggio meccanico (chiave da 32 mm).

L'unione dei due sottocomponenti avviene tramite un collegamento filettato (M56), mentre la tenuta idraulica è garantita da una guarnizione a profilo rettangolare.

## Piastrina Paraolio

Durante il normale funzionamento della pompa una certa portata di lubrificante trafile in corrispondenza degli accoppiamenti tra gli alberi degli ingranaggi e il coperchio. Per evitare la dispersione incontrollata, è stata progettata la Piastrina Paraolio (Figura 14). Infatti, solo una certa porzione dei trafilamenti viene intercettata dal Blocco di Interfaccia, la piastrina scherma la parte rimanente, convogliando il fluido verso il Serbatoio di Recupero Trafilamenti.

Il fissaggio avviene tramite tre bulloni sfruttando i fori passanti preesistenti nel corpo pompa, evitando così ulteriori lavorazioni meccaniche sul componente originale.

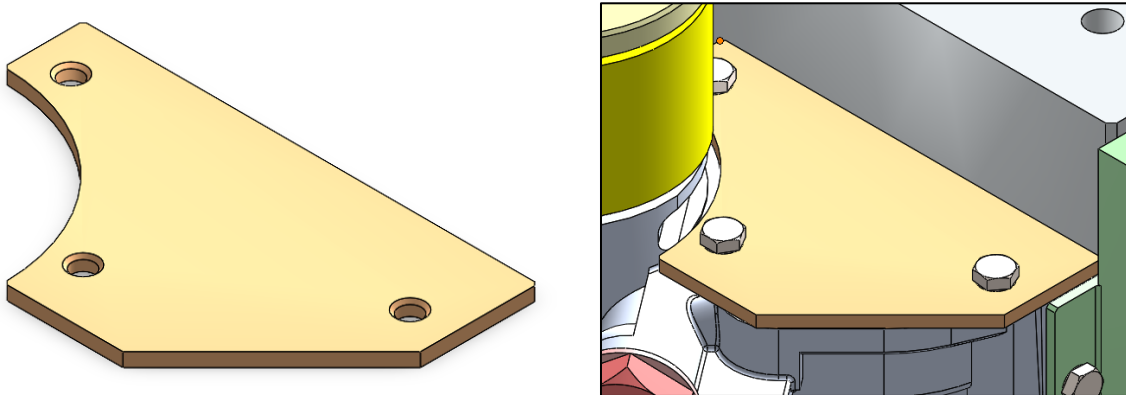


Figura 14. Piastrina Paraolio - Modello CAD 3D

## Condotto di Aspirazione

Il collegamento tra il serbatoio principale e la pompa è affidato al componente Condotto di Aspirazione (Figura 15), progettato per garantire l'approvvigionamento del fluido.

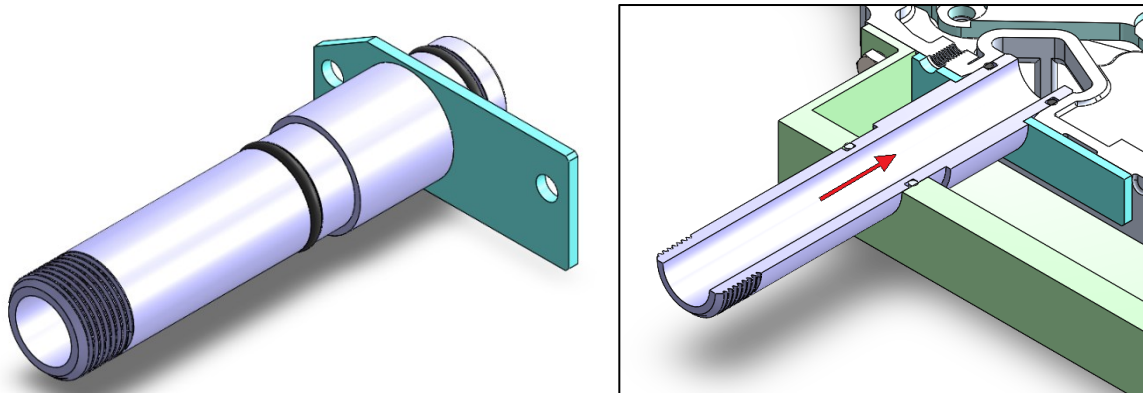


Figura 15. Condotto di Aspirazione - Modello CAD 3D

Il componente presenta una configurazione strutturale articolata dovuta alla necessità di attraversare il serbatoio di recupero prima di innestarsi nel corpo pompa. Le caratteristiche strutturali principali sono:

- Sistema di doppia tenuta O-ring: la prima, sulla testa del condotto, assicura la tenuta idraulica sull'imbocco della pompa. La seconda è posizionata lungo lo stelo del condotto, in

corrispondenza dell'intersezione con la parete del serbatoio, impedendo la fuoriuscita dell'olio accumulato verso l'esterno.

- Una piastrina di fissaggio è stata solidamente unita al condotto tramite saldatura; essa permette il serraggio dell'intero assieme al corpo pompa tramite due viti M6, sfruttando due fori filettati preesistenti.
- L'estremità opposta del condotto presenta una filettatura esterna G 3/4" che conferisce al componente maggiore versatilità, permettendo l'agevole montaggio di raccordi idraulici e tubazioni flessibili per eventuali collegamenti articolati.

### Serbatoio di Recupero Trafilamenti

L'integrità del sistema di misura durante i test è garantita dal Serbatoio di Recupero Trafilamenti (Figura 16), un componente a geometria prismatica progettato per intercettare i trafiletti d'olio dagli alberi della pompa e convogliarli verso la strumentazione di analisi della portata.

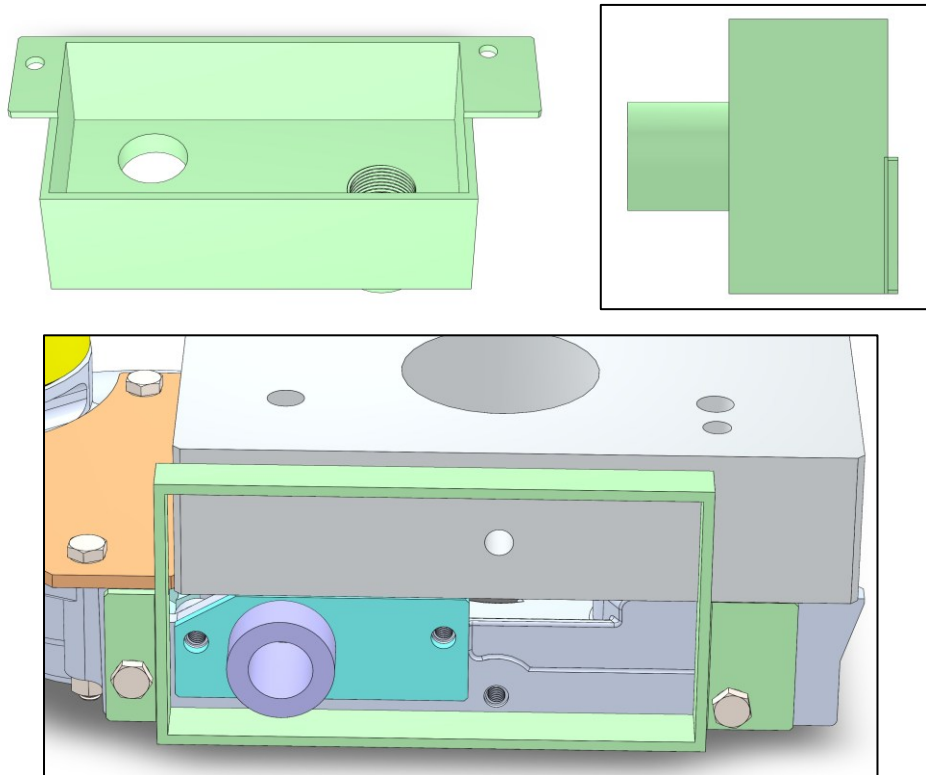


Figura 16. Serbatoio di Recupero Trafilamenti - Modello CAD 3D

La struttura presenta un'interfaccia di montaggio a due ali di fissaggio piegate a 90° rispetto alle pareti laterali, si estendono per circa metà dello sviluppo longitudinale del serbatoio (limitate dal contatto con il blocco d'interfaccia) e ospitano due fori passanti per viti M6. Questa configurazione permette un ancoraggio rigido direttamente sul corpo pompa, sfruttando la presenza di due fori filettati preesistenti.

Le pareti del serbatoio hanno uno spessore costante pari a 3 mm, tranne la parete posteriore (quella che interseca il condotto di aspirazione), realizzata con uno spessore di 10 mm per avere una

superficie ottimale per la tenuta. Sulla medesima parete è saldato un manicotto filettato internamente G 3/4" che permette il collegamento di raccordi o tubazioni per il trasporto del fluido verso i flussimetri (per la misura della portata trafilata) prima del definitivo scarico nel serbatoio principale del banco prova.

### Coperchio in Acciaio

Al fine di migliorare la corrispondenza di comportamento del sistema tra il modello numerico e quello sperimentale risulta necessario limitare le perdite per trafilamento, poiché nelle analisi numeriche non sono prese in considerazione. Pertanto, il coperchio della camera degli ingranaggi è stato riprogettato in modo da aumentarne la rigidità strutturale. In particolare, il nuovo componente è realizzato in acciaio che, essendo un materiale a modulo elastico maggiore permette di ridurre le deformazioni a parità di carico esterno applicato (aspetto verrà approfondito anche a livello quantitativo nel Capitolo 4).

La struttura del componente presenta cinque fori per il fissaggio sul corpo pompa tramite cinque viti M6, fori per il passaggio degli alberi dei due ingranaggi ed un elemento di supporto per il reggi-catena (Figura 17b e Figura 18).

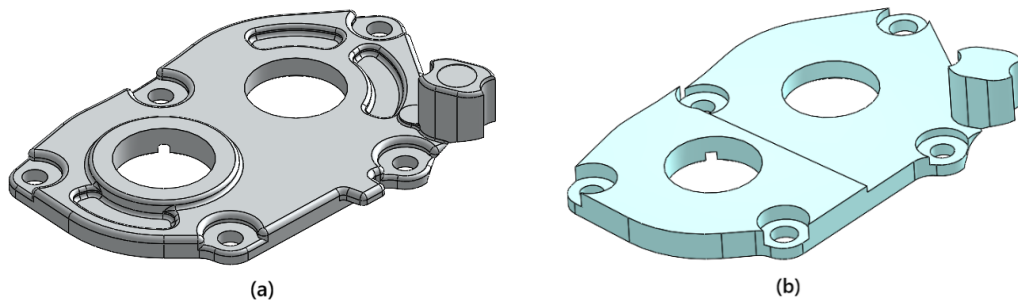


Figura 17. Nuovo coperchio in acciaio (b) e confronto con l'originale (a) - Modello CAD 3D

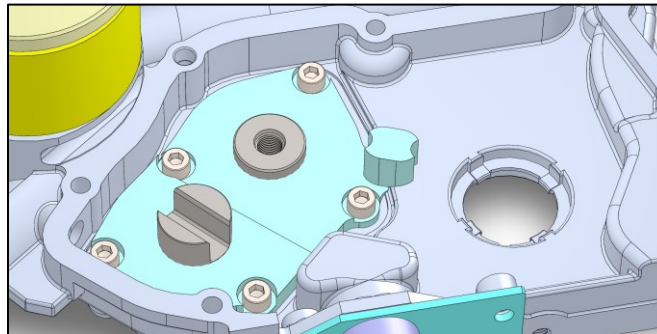


Figura 18. Fissaggio del coperchio sul corpo pompa – Modello CAD 3D

Sebbene basato sulla geometria del componente originale in alluminio (Figura 17a), il nuovo coperchio è stato riprogettato secondo logiche di semplificazione geometrica e produttiva. In particolare, sono state rimosse le cavità non funzionali e i raccordi non necessari ai fini sperimentali. Inoltre, si è optato per uno spessore uniforme, limitato a destra dalla presenza della catena di trasmissione. Queste modifiche progettuali attribuiscono al componente una maggiore rigidità meccanica e semplificano le operazioni di produzione.

### 2.3. Assemblaggio e Funzionamento del Sistema Complessivo

La combinazione dei nuovi componenti ausiliari appena descritti e quelli preesistenti (corpo pompa, ingranaggi, blocco d'interfaccia e la vite prigioniera) ha permesso realizzare e assemblare un sistema completo, capace di trasformare la pompa di serie in un modulo compatibile e pronto per l'installazione sul banco prova (Figura 19 e Figura 20).

Analogamente a quanto si è visto nel paragrafo 1.4, la prima operazione nella fase montaggio prevede di fissare preliminarmente il Blocco d'interfaccia sul banco e successivamente, il corpo pompa con i restanti componenti secondo l'orientamento riportato in Figura 20b.

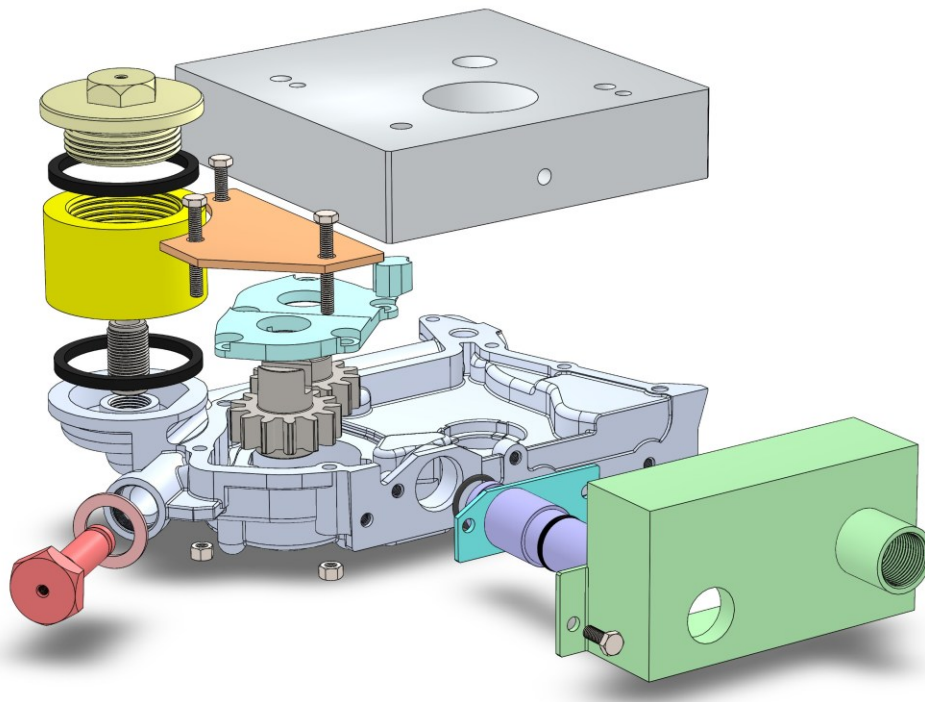


Figura 19. Vista esplosa del sistema di lubrificazione in esame: componenti preesistenti (grigio) e quelli nuovi (colorati)

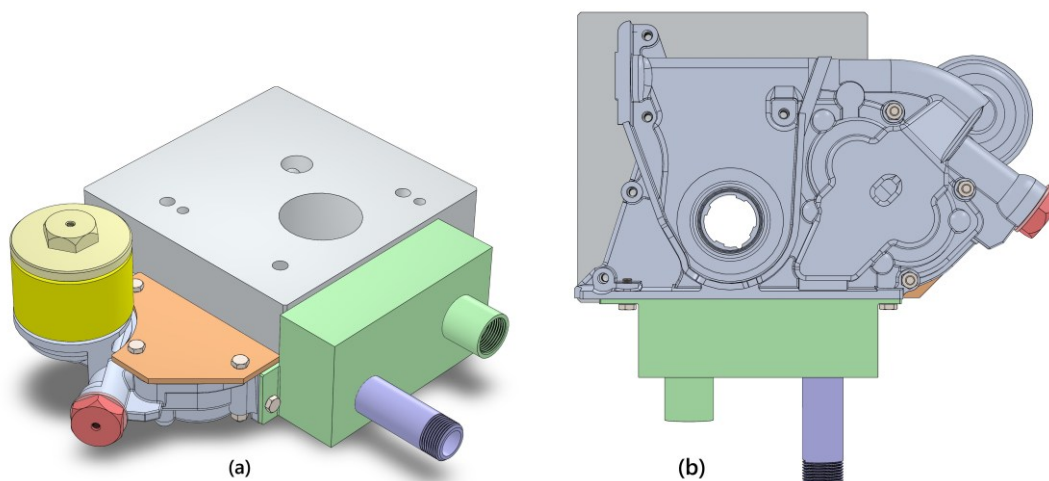


Figura 20. Il sistema di lubrificazione sperimentale dopo l'assemblaggio finale: vista isometrica (a) e vista secondo l'orientamento assunto in sede in montaggio sul banco (b)

In sintesi, il sistema opera secondo la seguente modalità sinergica: il motore elettrico tramite un opportuno sistema di trasmissione (paragrafo 1.4), mette in rotazione gli ingranaggi generando un certo livello di depressione idraulica nella zona di aspirazione che richiama il fluido dal serbatoio principale verso la pompa attraverso il condotto di aspirazione. Le ruote dentate, secondo il meccanismo visto nel paragrafo 1.2, trasferiscono sulla periferia l'olio nella zona di mandata aumentandone la pressione. Il coperchio assicura la chiusura della camera degli ingranaggi, mantenendo anche la sua funzione originale di sostegno per il sistema della catena di trasmissione. Il Tappo Porta-sensore sigilla la sede della valvola originale e offre contemporaneamente un'interfaccia per la misura della pressione. Il flusso principale (freccie rosse in Figura 21) entra nel Tappo di ricircolo attraverso le quattro asole, compie un'inversione del moto a U, mentre un secondo sensore ne rileva nuovamente il valore di pressione. Infine, scorre all'interno del foro della vite prigioniera e nel condotto di mandata del corpo pompa fino ad arrivare ai canali interni del blocco d'interfaccia (Figura 21).

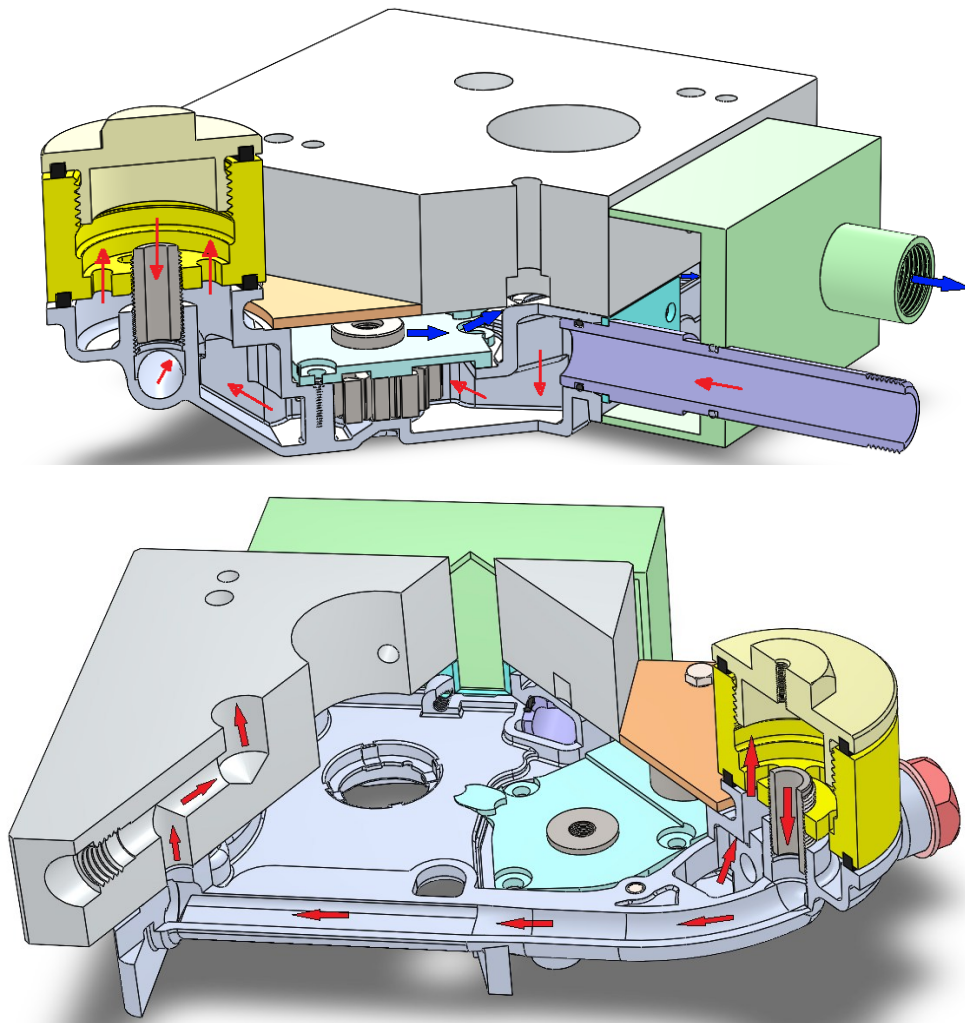


Figura 21. Percorso del fluido all'interno del sistema di lubrificazione: flusso principale (freccie rosse) e flusso secondario (freccie blu)

Come già illustrato nel paragrafo 1.4, il condotto di ritorno presente sull'unità idraulica convoglia il lubrificante verso la strumentazione di regolazione e di misura della pressione, temperatura e portata. La presenza della piastrina paraolio e del blocco d'interfaccia crea una barriera fisica evitando la dispersione incontrollata del fluido trafilante, che scorre per gravità e viene guidato verso il serbatoio di recupero, successivamente prelavato dal raccordo di scarico per la quantificazione separata (frece blu in Figura 21), prima di essere riemesso nuovamente nel serbatoio principale.

Gli schemi circuitale risultante da questa nuova configurazione sperimentale coincidono di fatto con quelli riportati in Figura 2 e Figura 4 analizzati nei sottoparagrafi 1.3.1 e 1.3.2.

### 3. Simulazione Fluidodinamica Computazionale

L'analisi CFD è stata condotta con l'obiettivo di caratterizzare il comportamento del fluido nel tratto finale della pompa, in particolare, la quantificazione della caduta di pressione in funzione della portata volumica. Inoltre, viene effettuata una valutazione qualitativa dei campi di pressione e di velocità e l'individuazione di eventuali zone caratterizzate dalla presenza di moti dissipativi (turbolenze o vortici). Il software utilizzato per l'analisi è **Flow Simulation SolidWorks 2025**.

#### 3.1. Definizione del Dominio Fluido e Dominio Computazionale

Per poter procedere con l'analisi computazionale è necessario anzitutto individuare il dominio fluido, ossia lo spazio tridimensionale occupato dal fluido. A tal scopo, si parte dall'assieme complessivo (Figura 20), si rimuovono i componenti non interessati dall'analisi, si inseriscono dei coperchi fittizi (lids) in corrispondenza dei confini prestabiliti (superfici rosse in Figura 22) per ottenere un volume interno chiuso (Figura 22).

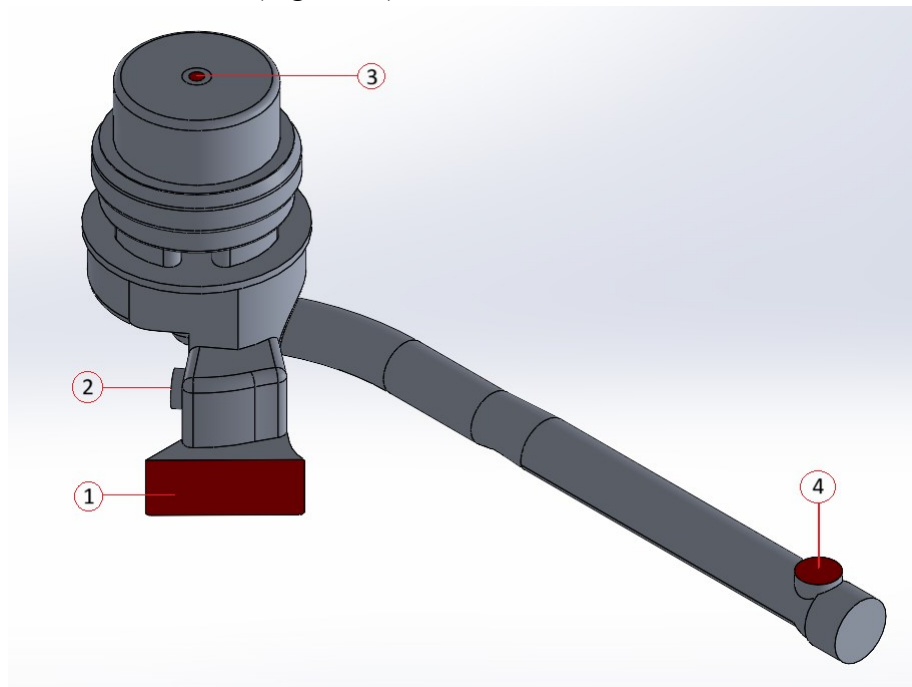


Figura 22. Dominio fluido

Il dominio computazionale invece è lo spazio tridimensionale che contiene sia il dominio fluido che il dominio solido in cui il solutore esegue tutti i calcoli. La sua definizione è automatica poiché si tratta di un parallelepipedo orientato secondo il sistema di riferimento globale e circoscrivente il volume fluido (Figura 23).

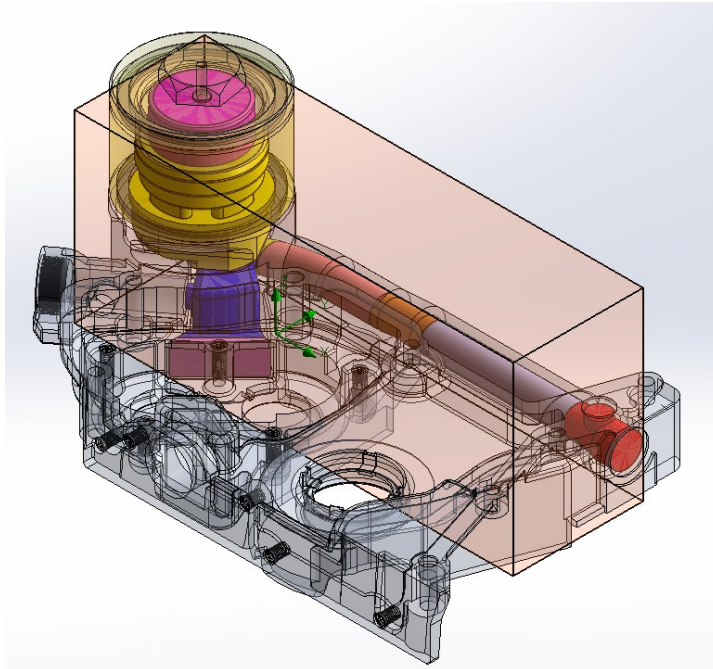


Figura 23. Dominio computazionale

## 3.2. Configurazione della Simulazione Numerica

Una volta isolato il dominio fluido, si è proceduto alla definizione del modello di calcolo attraverso la procedura guidata di SolidWorks Flow Simulation. La configurazione è stata strutturata per replicare le condizioni operative previste durante le prove di laboratorio.

### 3.2.1. Parametri Generali e Proprietà del Fluido

Per la gestione delle grandezze fisiche è stato adottato il Sistema Internazionale (SI), con l'eccezione della portata volumetrica (L/min) e della pressione (bar).

L'analisi è stata impostata come flusso interno, focalizzando il calcolo esclusivamente sul volume di controllo precedentemente estratto. Tra i fenomeni fisici potenzialmente disponibili, si è scelto di trascurare gli effetti termici, gravitazionali e la dipendenza temporale, configurando una simulazione in regime stazionario.

Il fluido di lavoro (olio di lubrificazione) è stato modellato con le seguenti proprietà fisico-chimiche:

- Viscosità dinamica: 0.06 Pa s
- Densità: 840 kg/m<sup>3</sup>

Il tipo di flusso selezionato è misto (laminare e turbolento), permettendo la transizione automatica in base al numero di Reynolds calcolato localmente. Per le condizioni al contorno alle pareti (Wall Conditions), è stata impostata l'ipotesi di parete adiabatica con rugosità trascurabile.

### 3.2.2. Condizioni al Contorno

Per la risoluzione numerica delle equazioni, il dominio fluido è stato vincolato inserendo specifiche condizioni ai bordi in corrispondenza delle sezioni di ingresso e di uscita, in particolare, sulle facce interne dei Lids:

- Ingresso: è stata imposta una Portata Volumetrica (Figura 24). Sono state condotte diverse simulazioni con step di portata pari a 50, 40, 30 e 20 L/min, al fine di mappare il comportamento della pompa in un ampio range di funzionamento.

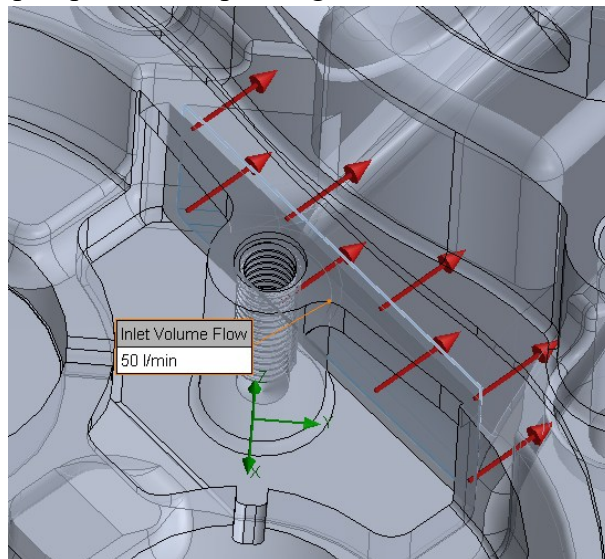


Figura 24. Condizione al bordo - Ingresso - Portata volumica

- Uscita: è stata definita una condizione di Pressione Statica pari alla pressione atmosferica (1.013 bar), simulando lo scarico libero del fluido (Figura 25).

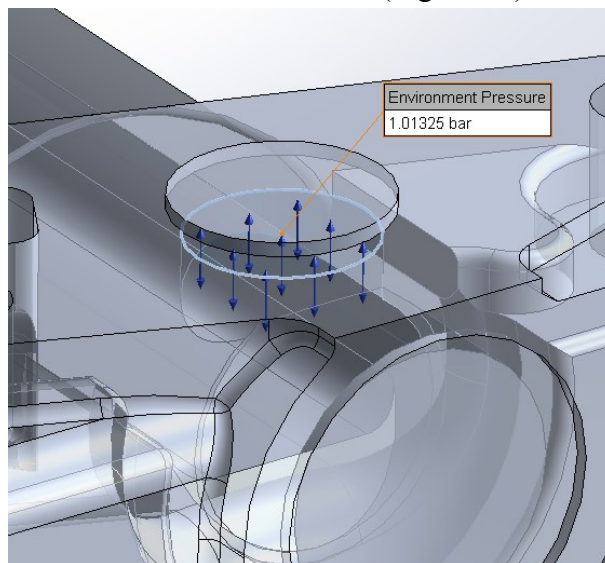


Figura 25. Condizione al bordo - Uscita - Pressione atmosferica

Infine, le condizioni iniziali del dominio sono state mantenute ai valori standard di pressione (1.013 bar) e temperatura (293.2 K).

### 3.2.3. Definizione degli Engineering Goals

Per guidare la convergenza del solutore e monitorare i risultati di interesse ingegneristico, sono stati definiti i seguenti obiettivi di calcolo (Goals):

- Surface Goal: pressione statica media sulla faccia interna del Lid di ingresso. Questo parametro è fondamentale per valutare le perdite di carico totali nel tratto analizzato.
- Global Goal: densità media del fluido.

### 3.3. Impostazione della Mesh

La fase di generazione della mesh è stata gestita con un approccio mirato, volto a ottenere un elevato livello di raffinamento nelle zone dove sono previsti forti gradienti di pressione e velocità.

A differenza di una mesh uniforme, si è optato per una strategia di discretizzazione multi-zona:

- Mesh globale: è stato definito un livello di risoluzione base per l'intero dominio computazionale, fornendo l'intelaiatura di calcolo principale.
- Mesh locali: per garantire la massima flessibilità e precisione, l'intero dominio fluido è stato suddiviso in otto regioni specifiche (Figura 26), su ciascuna delle quali è stata applicata una local mesh. Questo ha permesso di agire selettivamente su ogni zona, incrementando il livello di raffinamento nelle regioni caratterizzate da cadute di pressione maggiori (ad esempio in corrispondenza del Tappo di ricircolo e nel raccordo di uscita) senza pesare eccessivamente sul costo computazionale totale.

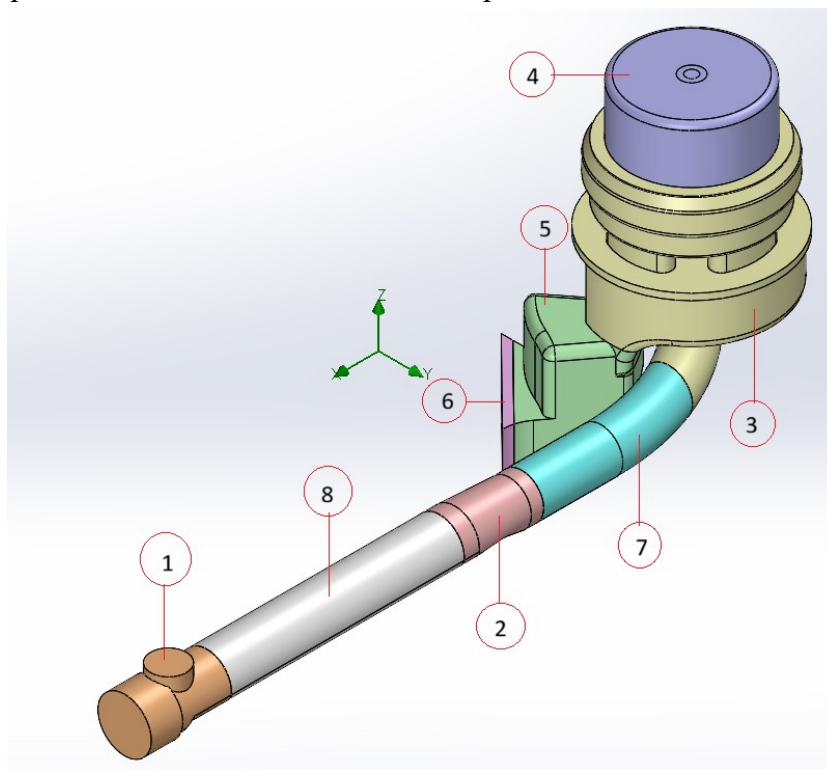


Figura 26. Suddivisione del dominio fluido in local mesh

- Procedura di ottimizzazione: la configurazione finale è il risultato di una fase di test iterativa, durante la quale sono stati variati sia il livello della mesh globale che il livello delle mesh locali. Tale procedura ha permesso di identificare il miglior compromesso tra la stabilità della convergenza e la precisione dei risultati numerici, assicurando che la soluzione fosse indipendente dal grado di discretizzazione (Mesh Independence Study). Di seguito viene riportato il caso di due simulazioni caratterizzate appunto dal diverso livello di raffinamento (Figura 27 e Figura 28).

✓ Simulazione 1:

- Livello di raffinamento pari a:
  - 3 per la global mesh
  - 3 per local mesh 1, 2, 3, 6
  - 2 per local mesh 4, 5, 7, 8
- Numero totale di celle: 74 250

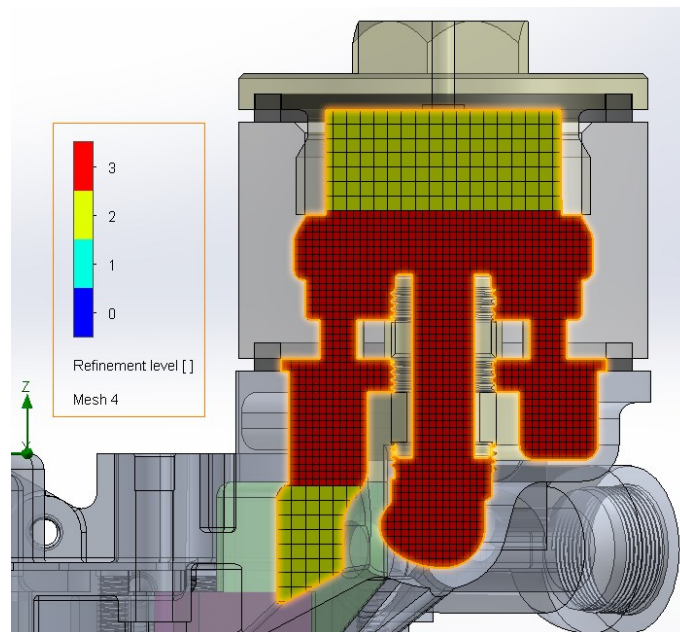


Figura 27. Raffinamento della mesh - Simulazione 1

✓ Simulazione 2:

- Livello di raffinamento pari a:
  - 3 per la global mesh
  - 4 per local mesh 1, 2, 3, 6
  - 3 per local mesh 4, 5, 7, 8
- Numero totale di celle: 540 618

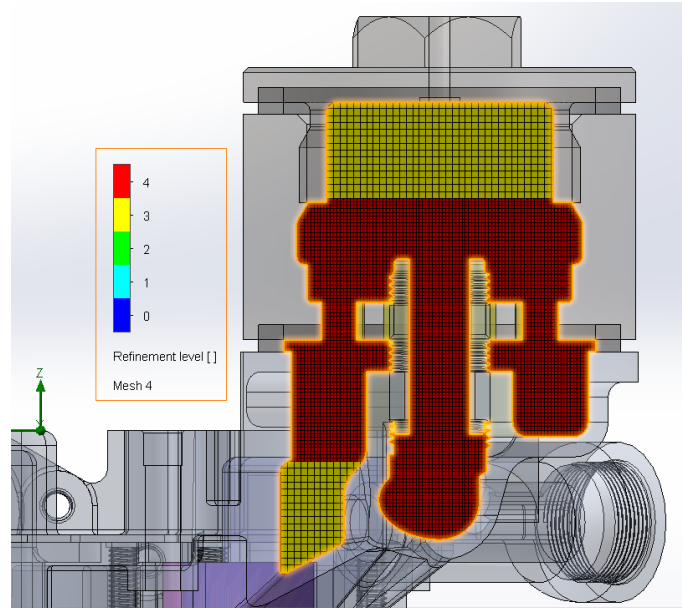


Figura 28. Raffinamento mesh - Simulazione 2

### 3.4. Analisi dei Risultati Principali

Come già accennato, fissata la portata volumica in ingresso, si svolge una serie di simulazioni differenziate dal grado di raffinamento, fino ad arrivare alla convergenza del nostro parametro incognito, ossia la pressione in ingresso (superficie 1 in Figura 22). Più nello specifico, tale condizione è raggiunta se l'oscillazione della pressione è contenuta entro una piccola tolleranza  $\pm 0.01$  bar.

Le prime simulazioni sono state svolte partendo da una portata volumica pari a 50 L/min. Con tale condizione all'ingresso, l'andamento della pressione in funzione del numero totale di celle è riportato in Figura 29.

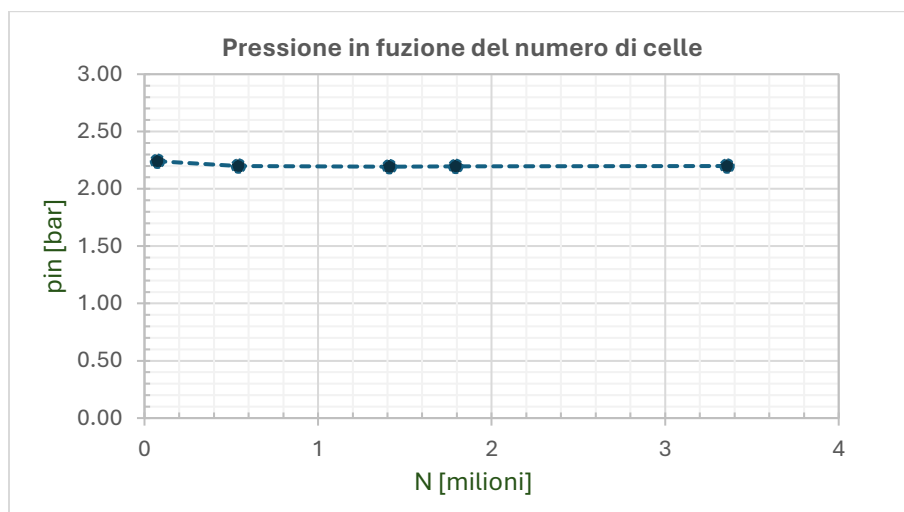


Figura 29. Pressione ingresso in funzione del numero di celle (N)

Si osserva come la variabile in esame tenda a convergere ad un valore di 2.20 bar per un numero di celle uguale o superiore a circa 550 000. Questo fatto fornisce una preziosa informazione per le successive prove fatte a diverse portate, in particolare, è possibile utilizzare un livello di discretizzazione simile, e non oltre (per risparmiare sul tempo computazionale), per determinare il valore della stessa incognita a condizione al contorno differente. Pertanto, le restanti simulazioni sono state compiute tenendo conto di questo accorgimento.

Ripetendo la procedura per ogni portata prestabilita (40, 30 e 20 L/min), si ottiene l'andamento della caduta di pressione tra l'ingresso e l'uscita ( $\Delta p$ ) in funzione della portata volumica circolante (Q) (Figura 30).

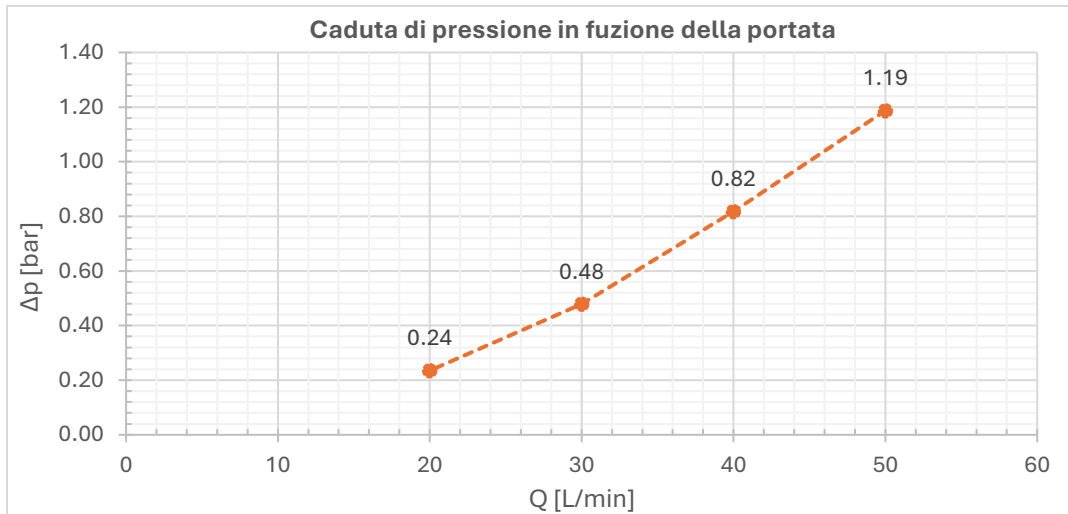


Figura 30. Caduta di pressione in funzione della portata volumica

Osserviamo quindi come la perdita di pressione diminuisca all'abbassarsi della portata, secondo una relazione tendenzialmente parabolica.

## Distribuzione di Pressione e di Velocità e la presenza di Vortici

Per analizzare nel dettaglio il comportamento si prende in considerazione la condizione operativa a portata volumica pari 50 L/min. In particolare, si vuole illustrare l'andamento del **campo di pressione** e di **velocità** e la possibile presenza di **vortici** nel medesimo dominio fluido precedentemente discusso. A tal scopo, prendendo in esame le mappe in Figura 31 si nota come il fluido mantenga quasi costante il proprio livello di carico per una lungo tratto iniziale, compreso anche il passaggio attraverso le asole nel Tappo di ricircolo. La prima caduta di pressione significativa (circa 0.8 bar) si ha in corrispondenza dell'ingresso della vite prigioniera (Figura 32, sinistra), infatti, tale elemento è caratterizzato da un foro avente un diametro relativamente piccolo (12 mm). Una seconda perdita di carico evidente si verifica in corrispondenza del cambio e restringimento di sezione lungo il condotto orizzontale del corpo pompa e nel suo raccordo terminale (Figura 32, destra).

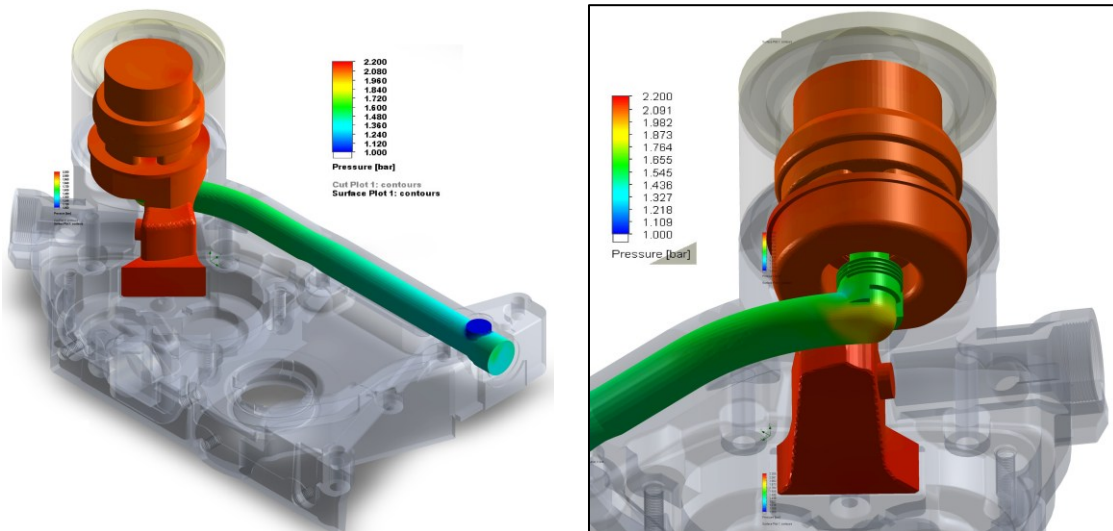


Figura 31. Distribuzione globale del campo di pressione

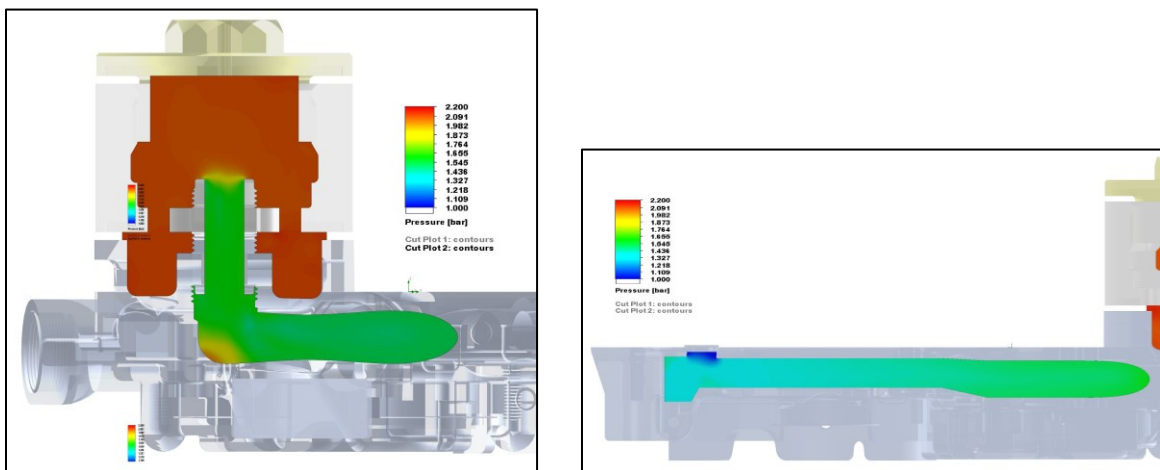


Figura 32. Andamento di pressione – Vista in sezione

In Figura 33 sono riportate le mappe di velocità. Si osserva come i valori massimi di velocità si hanno in corrispondenza del condotto interno della vite a causa della ridotta sezione di passaggio (Figura 33, sinistra), analogamente per il foro di uscita nel tratto terminale (Figura 33, destra).

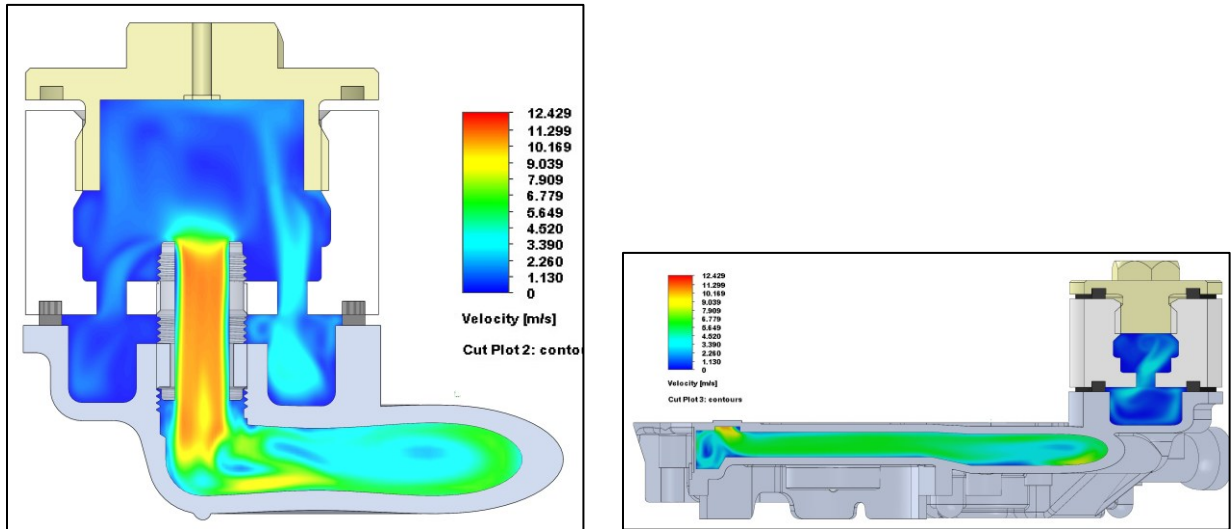


Figura 33. Campo di velocità - Vista in sezione

L'analisi delle traiettorie di flusso (Flow Trajectories) ha inoltre permesso di individuare diverse zone caratterizzate dalla presenza dei **vortici**, che contribuiscono alle perdite energetiche complessive del sistema. In particolare, nel Tappo di ricircolo si osservano vortici circolari nella parte inferiore, in prossimità della sezione di passaggio delle asole.

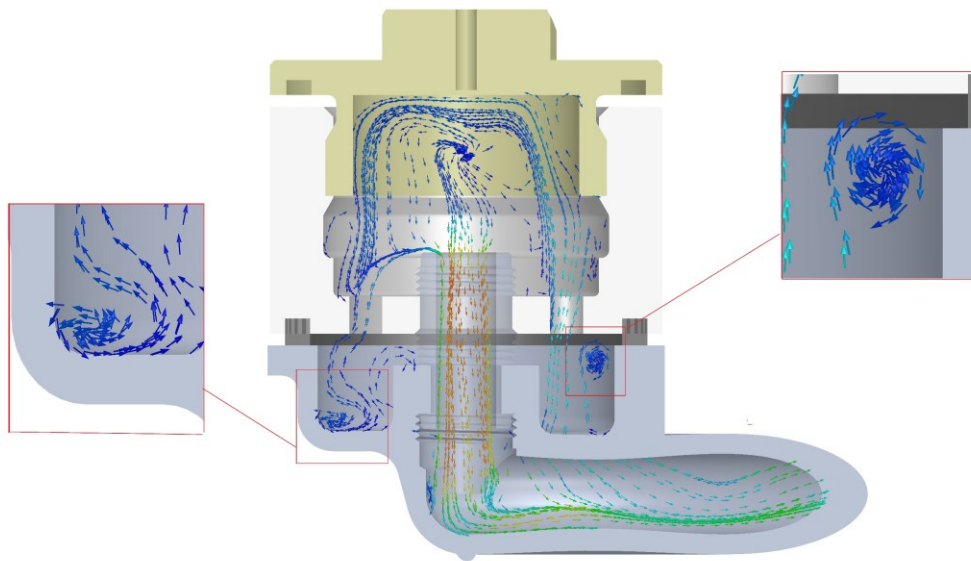
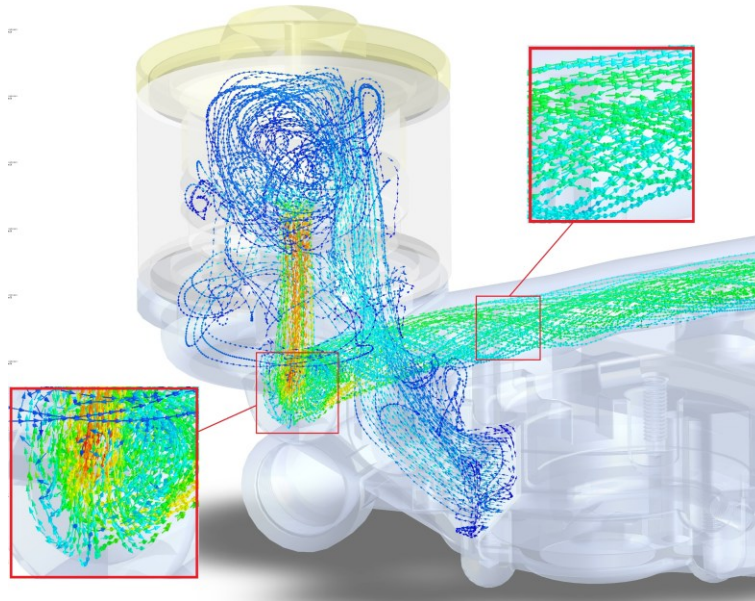


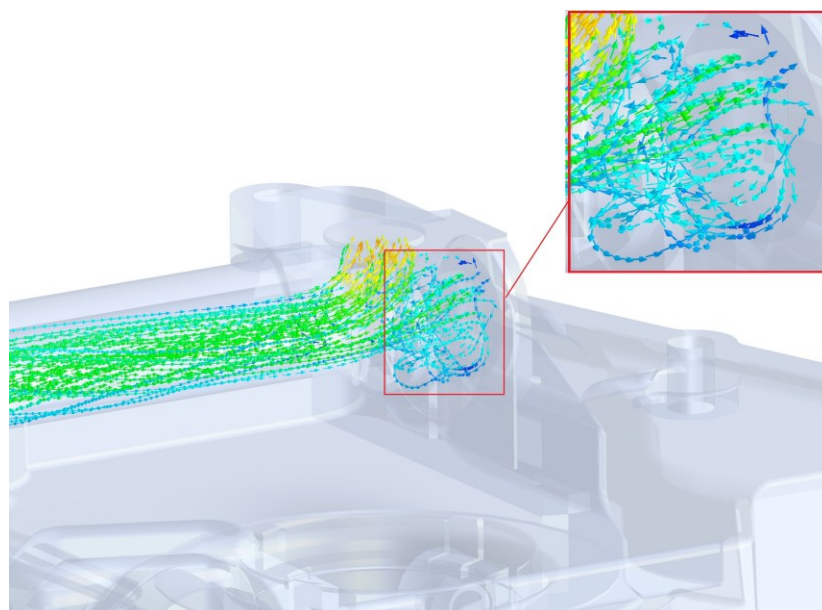
Figura 34. Vortici nella zona antecedente il Tappo di ricircolo

Nella curva a 90° del condotto interno del corpo pompa, il fluido uscente ad alta velocità dalla vite prigioniera impatta sul fondo della curva generando una zona di stagnazione e dei vortici d'impatto (Figura 35). Immediatamente a valle di questa zona, lungo la seconda curvatura, il moto assume una conformazione a spirale (swirl).



*Figura 35, Vortici di stagnazione e vortici spirale nelle curvature del condotto interno del corpo pompa*

L'ultima zona di turbolenza si verifica nel terminale di uscita dove il fluido raggiunge il fondo del condotto orizzontale e impatta contro la parete del tappo di sigillatura. In questo punto, la velocità residua crea dei vortici prima che l'olio riesca a deviare nel foro verticale di uscita (Figura 36).



*Figura 36. Vortici di stagnazione nel tratto terminale del condotto del corpo pompa*

## 4. Analisi Strutturale FEM del Coperchio

L'analisi del comportamento strutturale del coperchio è stata condotta mediante il metodo degli elementi finiti (FEM) utilizzando il codice di calcolo **Ansys Mechanical APDL**. L'obiettivo principale della simulazione è la valutazione della deformazione elastica del componente coperchio della camera degli ingranaggi sotto l'azione combinata del precarico di montaggio e della pressione idraulica d'esercizio, nonché il confronto degli spostamenti assiali in determinati punti del coperchio nella versione originale in lega di alluminio e quella semplificata in acciaio.

### 4.1. Definizione del Modello e delle Condizioni al Contorno

#### 4.1.1. Definizione del dominio e semplificazioni geometriche

Il dominio di calcolo comprende il corpo principale del coperchio e le viti di fissaggio M6. Per ottimizzare la qualità della mesh, la geometria CAD è stata oggetto delle seguenti semplificazioni:

- **Staffa di supporto per il reggi-catena:** rimossa in quanto essendo un elemento situato in una zona laterale e meccanicamente scarica del componente il relativo contributo alla rigidezza globale risulta trascurabile, come effettivamente verificato in una simulazione preliminare di sensibilità.
- **Raccordi di contorno:** nella versione in lega alluminio sono stati rimossi i raccordi di contorno non strutturali per prevenire la generazione di elementi eccessivamente distorti.
- **Elementi di fissaggio:** modellati come due cilindri coassiali sovrapposti, rappresentanti rispettivamente la testa (diametro 9.8 mm) e il gambo della vite (diametro di nocciolo 5 mm e lunghezza libera 5 mm).

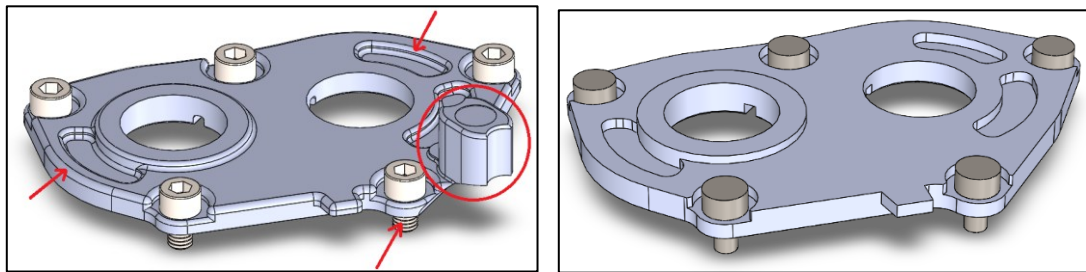


Figura 37. Confronto tra modello CAD integrale (sinistra) e quello semplificato per l'analisi FEM (destra) – Coperchio in lega di alluminio

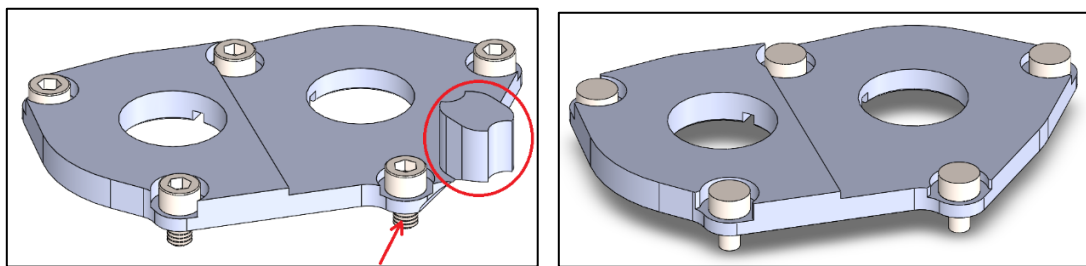


Figura 38. Confronto tra modello CAD integrale (sinistra) e quello semplificato per l'analisi FEM (destra) – Coperchio in acciaio

### 4.1.2. Proprietà del materiale e discretizzazione

L'analisi è stata condotta in regime elastico, definendo le seguenti proprietà dei materiali:

- **Lega di alluminio:** modulo di Young  $E = 70\,000$  MPa, coefficiente di Poisson  $\nu = 0.33$ .
- **Acciaio:** modulo di Young  $E = 210\,000$  MPa, coefficiente di Poisson  $\nu = 0.30$ .

La discretizzazione del dominio è stata effettuata mediante elementi **SOLID186**, tetraedri quadratici a 10 nodi (Figura 39).

L'impiego di funzioni di forma di secondo grado è risultato fondamentale per catturare correttamente il gradiente di deformazione flessionale e raggiungere facilmente la convergenza senza la necessità di ricorrere a mesh eccessivamente fitte.

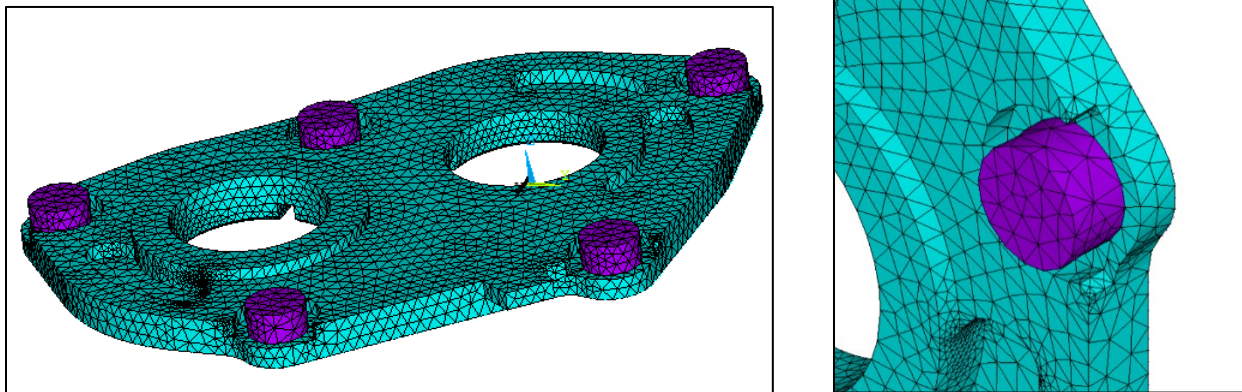


Figura 39. Vista d'insieme del modello discretizzato (sinistra) e dettaglio della mesh in prossimità della vite (destra).

### 4.1.3. Definizione dei contatti, condizioni al contorno e fasi di carico

La natura del problema ha richiesto una soluzione non lineare, infatti le non-linearità derivano dal contatto coperchio-housing e dalla gestione del pretensionamento degli elementi di fissaggio.

L'interfaccia tra coperchio e corpo pompa è stata modellata mediante elementi di contatto nodo-nodo **CONTA178** in formulazione frictionless. Si procede quindi con la creazione di una serie di nodi gemelli (Figura 40) per simulare il piano di appoggio (housing) senza modellare l'intero blocco sottostante, poiché “quasi-indeformabile” e gli viene attribuito un alto valore di rigidità di contatto (Real Constant FKN= $10^5$  N/mm).

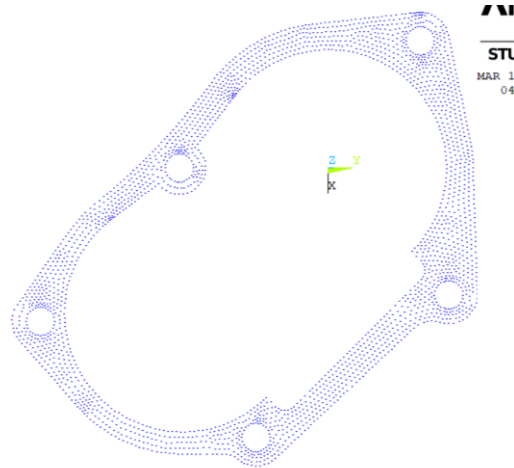


Figura 40. Disposizione dei nodi gemelli (twin nodes).

Per quanto riguarda l'interfaccia testa vite-coperchio, essa è stata modellata mediante un contatto di tipo **bonded**, che impone la continuità degli spostamenti tra i nodi delle relative superfici, assumendo quindi che l'elevato precarico impedisca scorrimenti relativi significativi tra le parti. L'iso-staticità del sistema (condizione necessaria per evitare moti rigidi) è garantita da vincoli cinematici di spostamento nullo ( $U_x = U_y = U_z = 0$ ) applicati alla base del gambo di ciascuna vite (Figura 41).

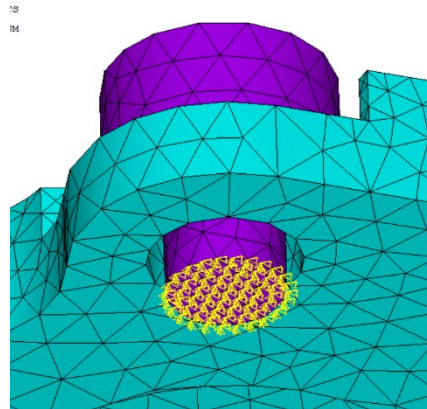


Figura 41. Dettaglio della vite - In giallo i vincoli di spostamento nullo

### Definizione del Precarico Assiale ( $F_v$ )

La forza assiale (o verticale)  $F_v$  che ciascuna vite esercita sulla superficie di contatto con il coperchio si ottiene dalla seguente relazione ingegneristica:

$$F_v = \frac{C}{k \cdot d} = 8333 \text{ N} \quad (\text{IX})$$

- Coppia di serraggio (C): 10 N m
- Coefficiente di coppia (k): 0.2 (valore standard per viti in acciaio non lubrificate)
- Diametro nominale della vite (d): 6 mm

## Ciclo di Carico (Force, Lock, Pressure)

La simulazione è stata impostata seguendo una procedura di carico in tre step consecutivi per gestire correttamente l'evoluzione dei contatti e l'applicazione dei carichi, così definita:

- **Step 1 (Force):** le viti, vincolate alla base del gambo e a contatto con il coperchio, vengono simultaneamente precaricate con la forza di 8333 N tramite elementi **PRETS179**. Il termine di questa fase corrisponde alla condizione di serraggio ultimato.
- **Step 2 (Lock):** questa fase "congela" l'allungamento elastico ottenuto, mantenendo le viti in tensione come vincoli elastici per la fase successiva.
- **Step 3 (Pressure):** l'introduzione della pressione idraulica di 8 bar (0.8 MPa) sulle superfici interne (Figura 42). In questa fase, l'azione del fluido tende ad "aprire" la struttura, scaricando parzialmente il contatto coperchio-housing e aumentando la trazione sulle viti. Queste ultime, comportandosi come vincoli elastici, subiscono un ulteriore allungamento proporzionale al carico esterno applicato, permettendo così una deformazione più realistica del sistema.

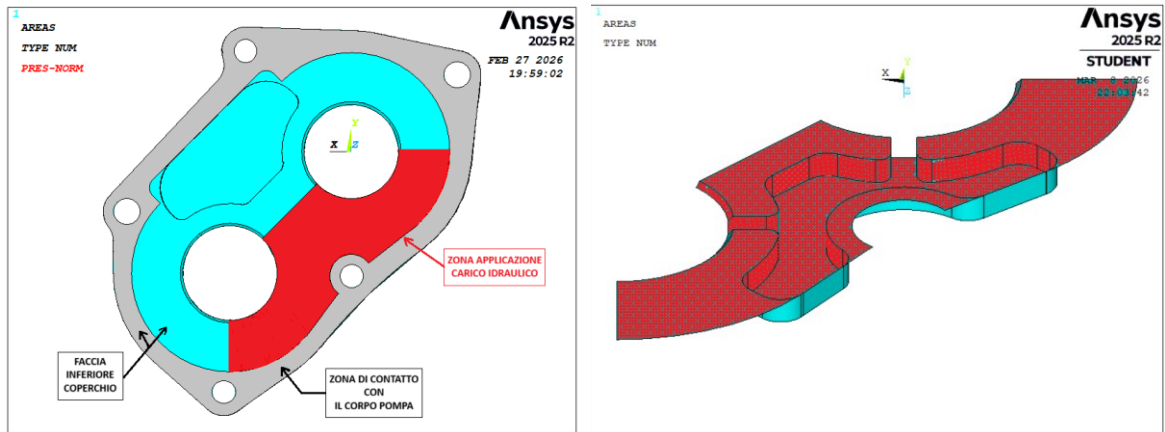


Figura 42. Zona di applicazione della pressione idraulica (8 bar)

## 4.2. Plot degli Spostamenti Assiali

### ✓ Versione in lega di alluminio

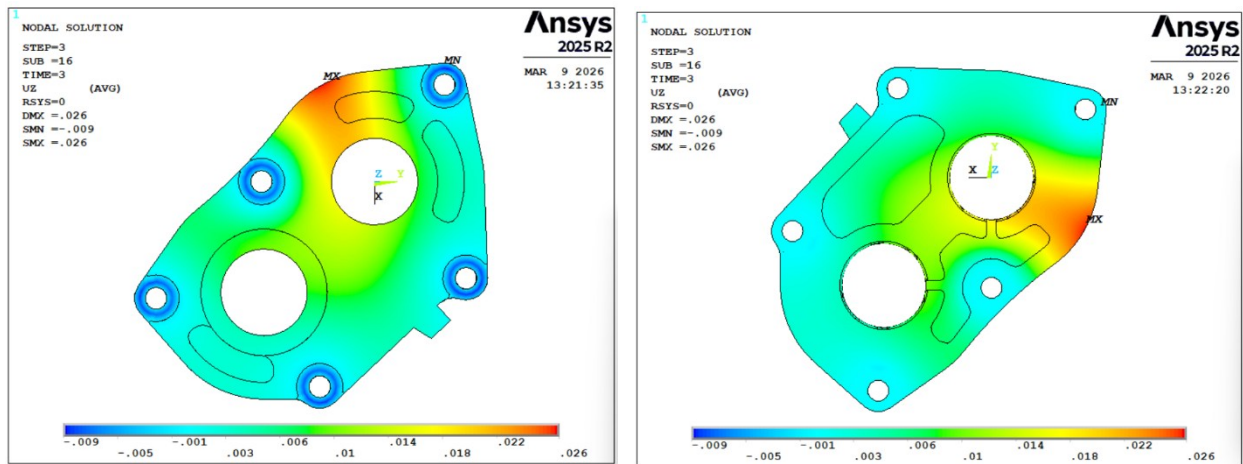


Figura 43. Mappa degli spostamenti - Coperchio in lega di alluminio

### ✓ Versione in Acciaio

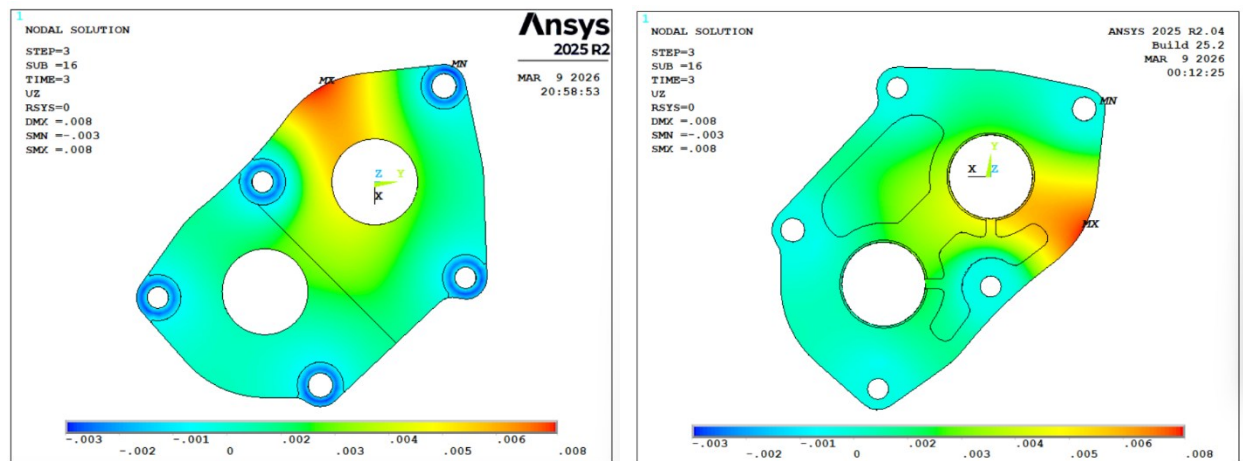


Figura 44. Mappa degli spostamenti - Coperchio in acciaio Inox

Osservando le mappe degli spostamenti, si nota come in entrambe le configurazioni la distribuzione della deformazione abbia la stessa forma e ne cambia solo l'intensità. Lo spostamento massimo si ha sul bordo della flangia a metà tra i due elementi fissaggio, dove infatti il materiale è meno vincolato e risente maggiormente dell'effetto del carico idraulico. Il componente in alluminio è caratterizzato da uno spostamento massimo pari a 0,026 mm (Figura 43), mentre quello in acciaio da 0,008 mm (Figura 44). È interessante notare come il rapporto tra i due valori ( $\approx 3.25$ ) sia molto vicino al rapporto tra corrispettivi moduli elastici ( $210\ 000/70\ 000$ ), ciò conferma la correttezza della risposta elastica della struttura. Inoltre, la variazione strutturale, oltre che del materiale, come la rimozione delle scanalature esterne e l'estensione dello spessore uniforme, ha contribuito a contenere ulteriormente la cedevolezza del componente sotto carico.

### 4.3. Misura e Confronto dello Spostamento Assiale in Punti Specifici

l'analisi è stata estesa alla determinazione degli **spostamenti assiali ( $U_z$ )** in punti specifici evidenziati in Figura 45.

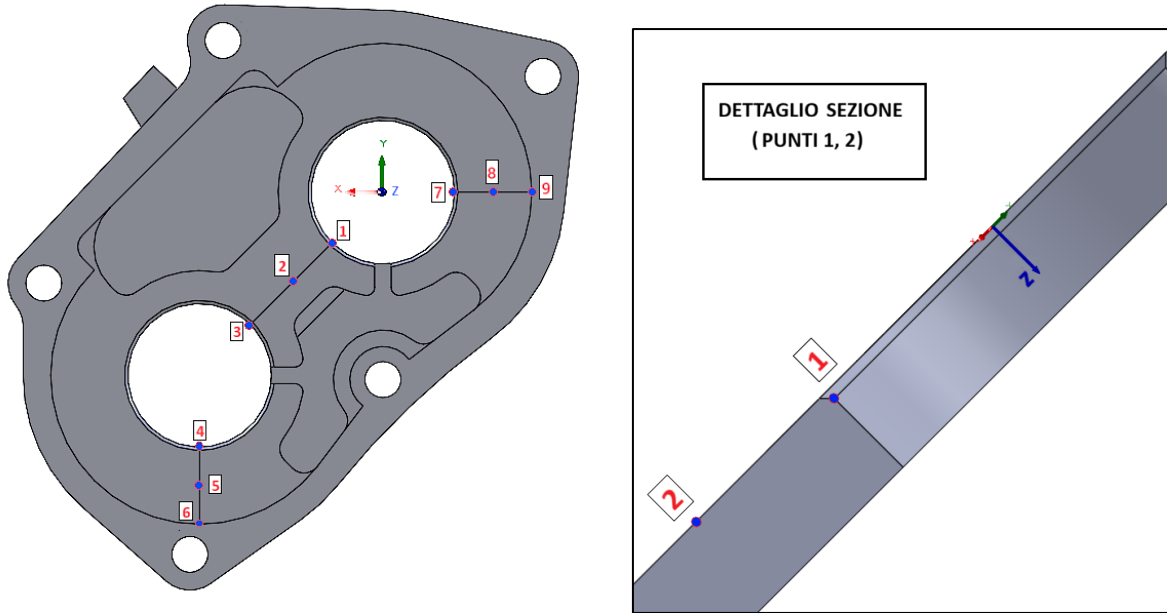


Figura 45. Punti di misura - Coperchio in alluminio

I valori di spostamento sono stati estratti in corrispondenza dei nodi più vicini alle coordinate teoriche dei punti d'interesse. I risultati numerici sono in riassunti in Tabella 1 per il componente in alluminio e in Tabella 2 quello in acciaio.

*Nota: Le coordinate cartesiane  $x$ ,  $y$  e  $z$  riportate nelle tabelle seguenti sono relative al sistema riferimento riportato in Figura 45.*

Tabella 1. Spostamento assiale in corrispondenza di punti specificati – Coperchio in alluminio

Punto n.		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Cord.	x [mm]	9.09	16.62	24.05	33.24	33.24	33.24	-13.00	-20.30	-27.00
	y [mm]	-9.19	-16.61	-24.04	-46.23	-53.53	-60.23	0.00	0	0
	z [mm]	0.60	0.00	0.60	0.60	0.00	0.00	0.60	0	0
$U_z$ [mm]		0.016	0.013	0.011	0.005	0.002	0.000	0.018	0.017	0.016

Tabella 2. Spostamento assiale in corrispondenza di punti specificati – Coperchio in acciaio

Punto n.		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Cord.	X [mm]	9.09	16.62	24.05	33.24	33.24	33.24	-13.00	-20.30	-27.00
	Y [mm]	-9.19	-16.61	-24.04	-46.23	-53.53	-60.23	0.00	0	0
	Z [mm]	0.60	0.00	0.60	0.60	0.00	0.00	0.60	0	0
U <sub>z</sub> [mm]		0.005	0.004	0.003	0.001	0.000	0.000	0.005	0.005	0.004

## Conclusioni

La modellazione in ambiente SolidWorks del corpo pompa ha fornito un modello digitale essenziale per le successive analisi CFD e per la progettazione e modellazione dei componenti d'interfaccia (ausiliari). L'approccio basato sull'assieme digitale è stato determinante per ottimizzare le geometrie in funzione degli ingombri e della corretta installazione, assicurando la coerenza del sistema prima della sua effettiva realizzazione in officina.

Le analisi fluidodinamiche hanno permesso di ottenere una stima numerica delle perdite di carico nel tratto di mandata della pompa e fornito una mappatura dettagliata della pressione e velocità. Dai risultati analizzati si evince che le cadute di pressione complessive si mantengono entro limiti accettabili per le finalità del test. Tuttavia, l'analisi ha messo in luce come il componente *vite prigioniera* rappresenti il principale “collo di bottiglia” a causa del ridotto diametro del condotto interno. Tale evidenza suggerisce che un'eventuale ottimizzazione futura del circuito dovrebbe prioritariamente interessare la riprogettazione di questo specifico componente al fine di migliorare l'efficienza globale del flusso.

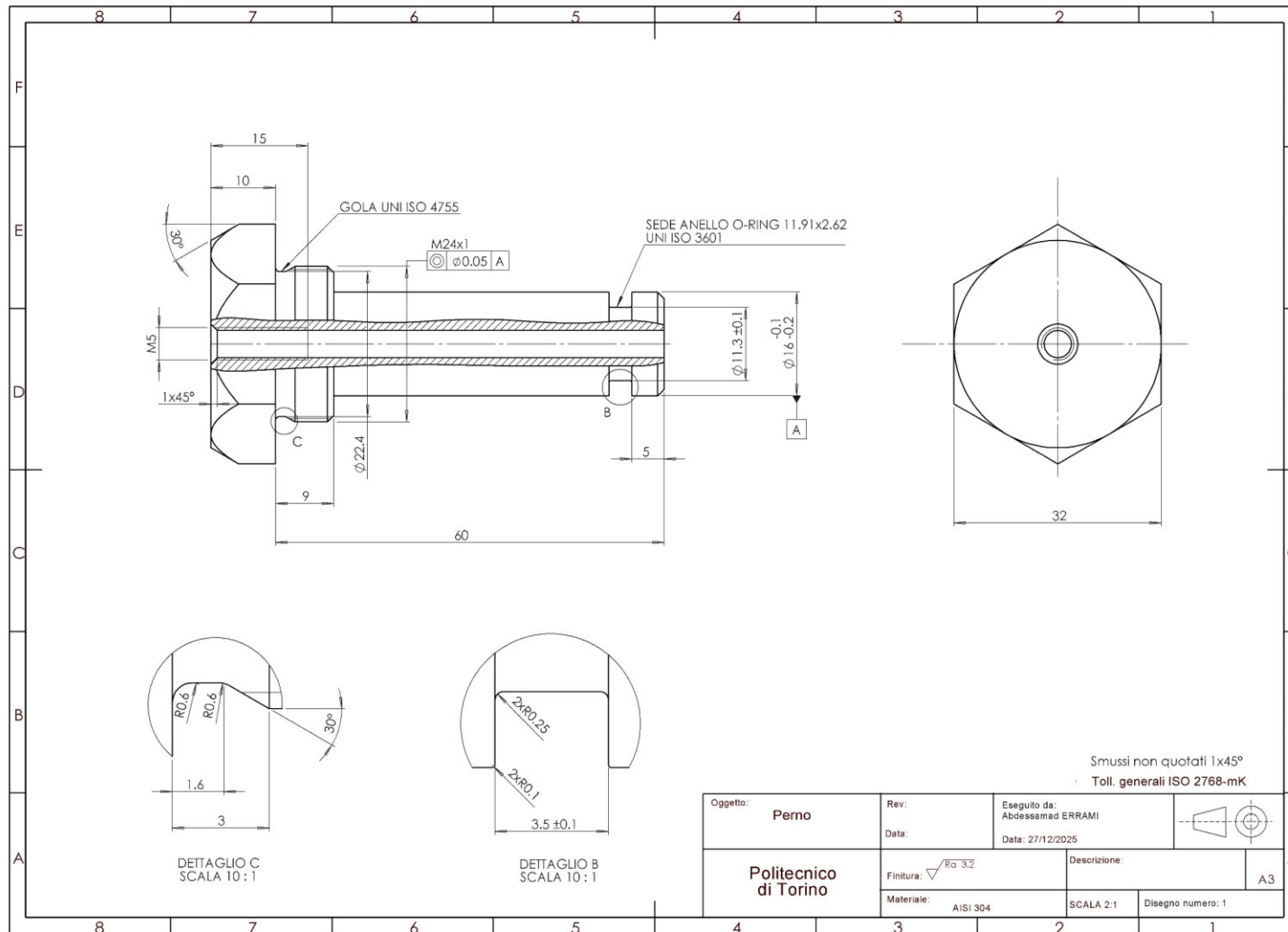
Infine, il confronto strutturale condotto in ambiente Ansys ha validato la scelta di adottare un nuovo coperchio in acciaio in sostituzione della versione originale in lega di alluminio. Le simulazioni FEM hanno messo in evidenza che l'impiego di un materiale a modulo di rigidità maggiore (primariamente) e la modifica strutturale (secondariamente) abbiano ridotto in modo significativo le deformazioni assiali. Tale effetto risulta fondamentale per limitare la quantità di liquido trafilante dai meati d'interfaccia coperchio-corpo pompa durante l'applicazione del carico idraulico, conseguentemente, i risultati ottenuti dalle prove sperimentali saranno più coerenti con il modello numerico di riferimento.

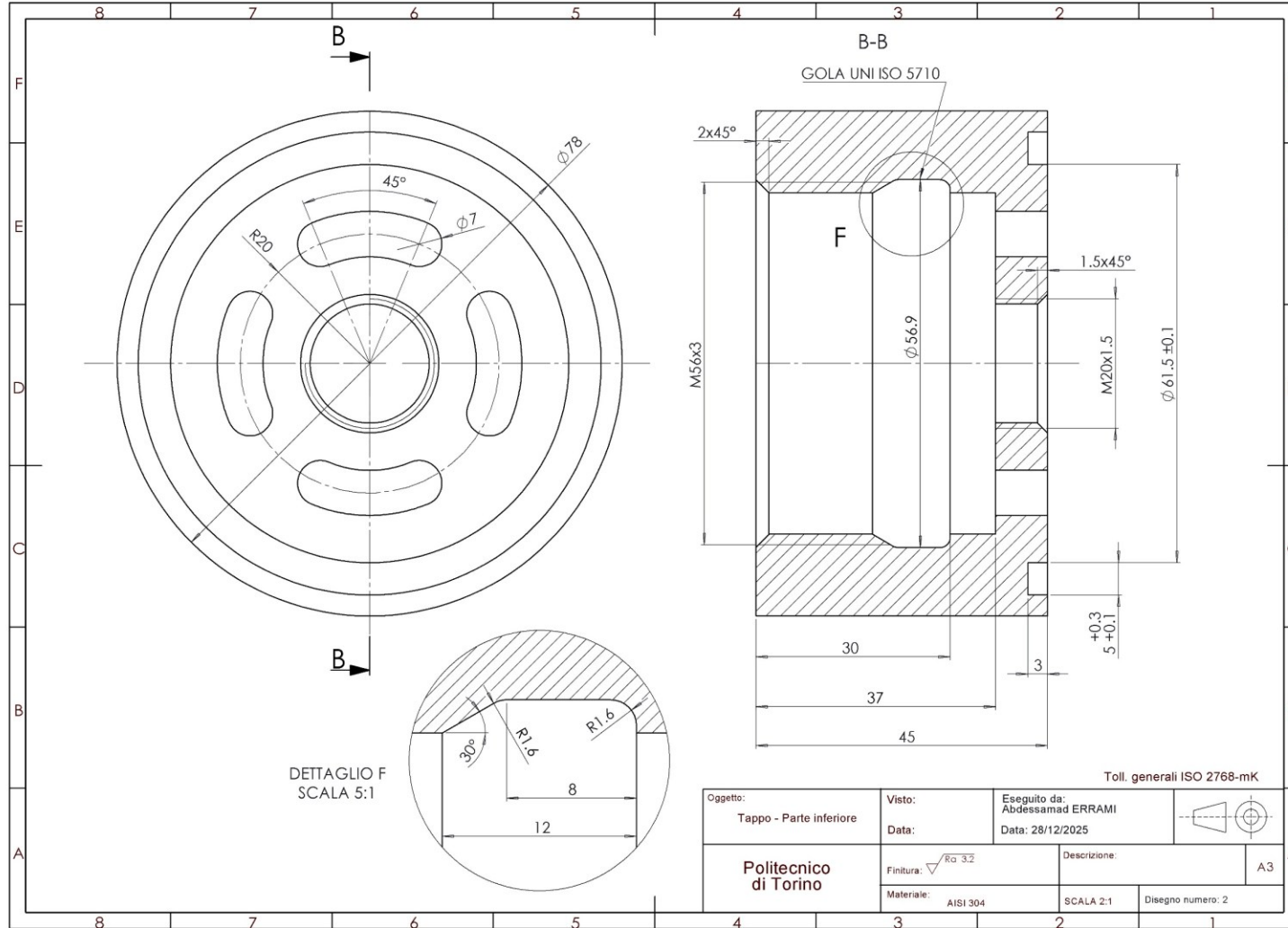
L'attività svolta ha dimostrato come l'integrazione tra la modellazione CAD tridimensionale e le analisi numeriche (fluidodinamiche e strutturali) costituisca un supporto essenziale per la trasformazione di una pompa di serie in un modulo sperimentale ottimizzato e pronto per le fasi di validazione.

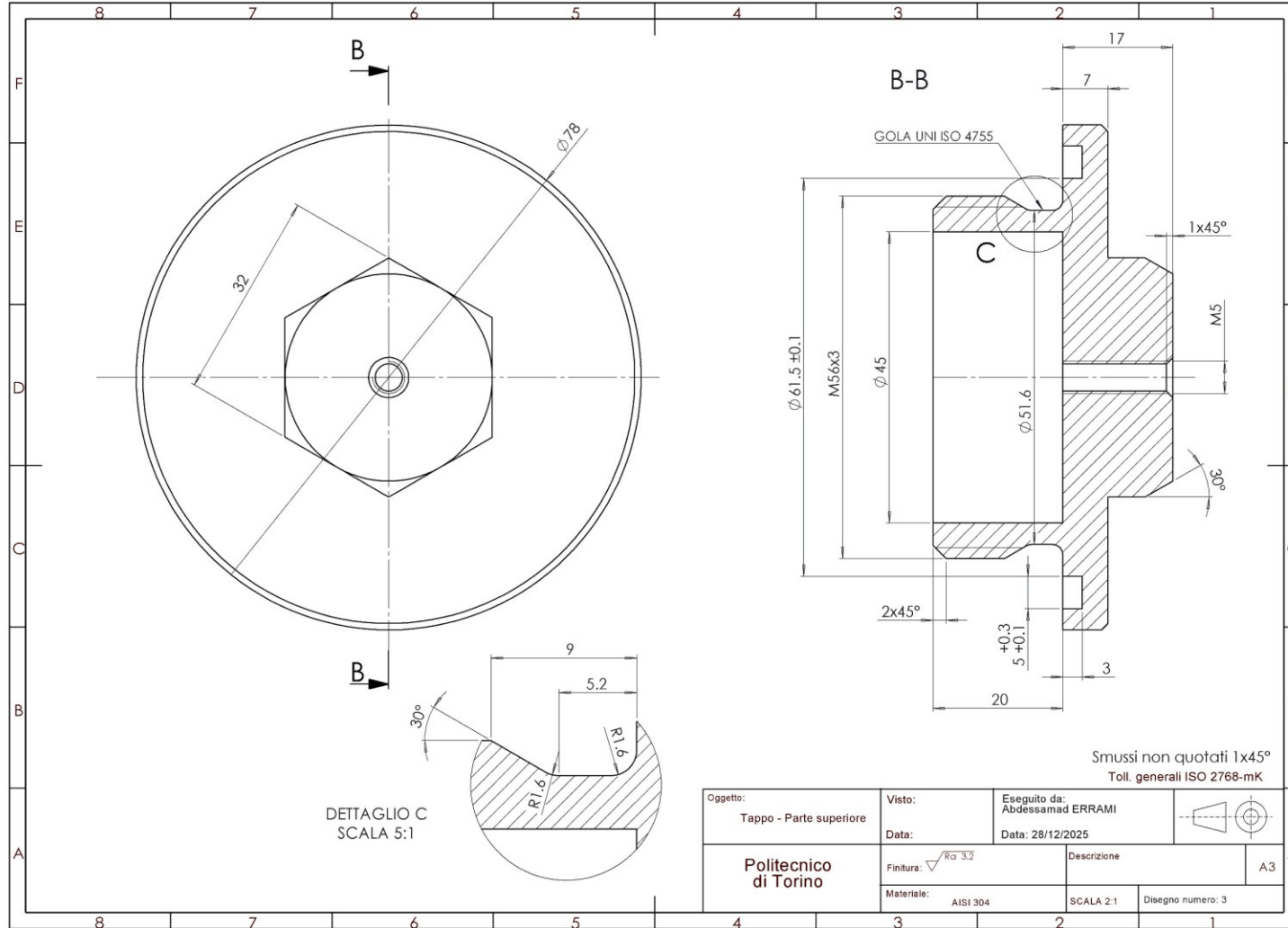
I prossimi sviluppi riguarderanno la produzione materiale dei componenti progettati, l'assemblaggio, il montaggio sul banco prova, l'esecuzione delle prove e la successiva validazione del modello fluidodinamico.

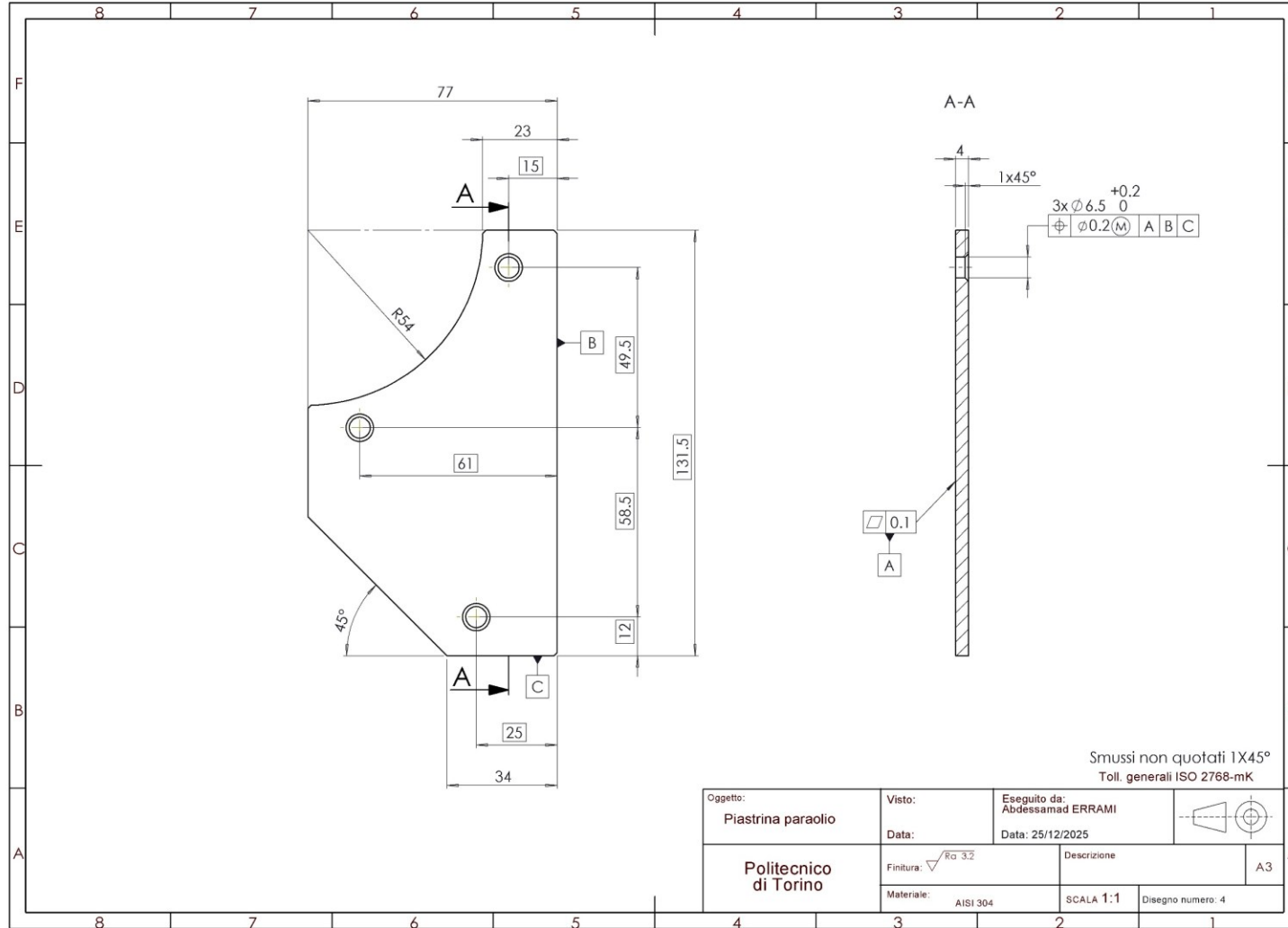


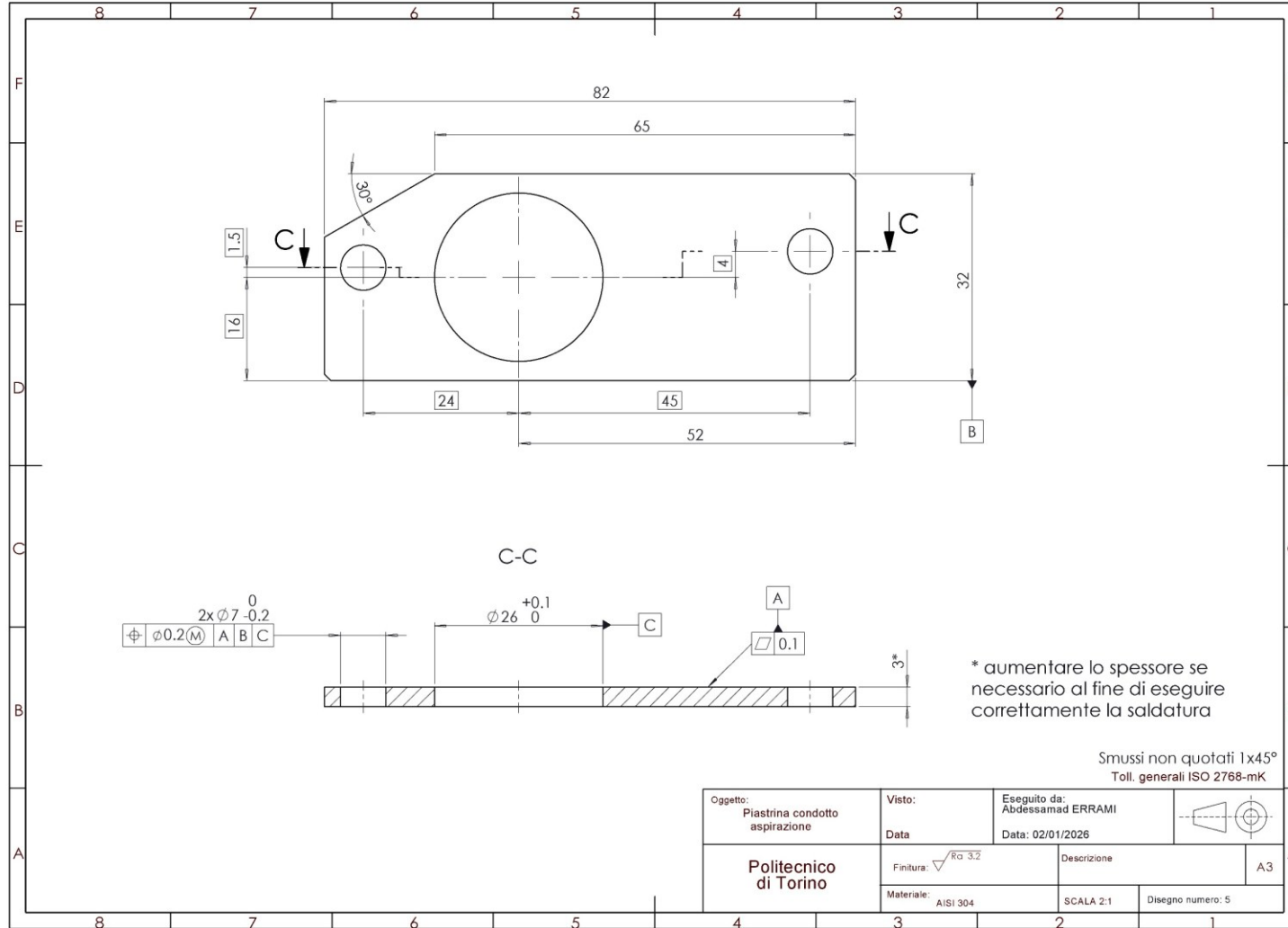
# Appendice A: Messa in tavola dei componenti ausiliari

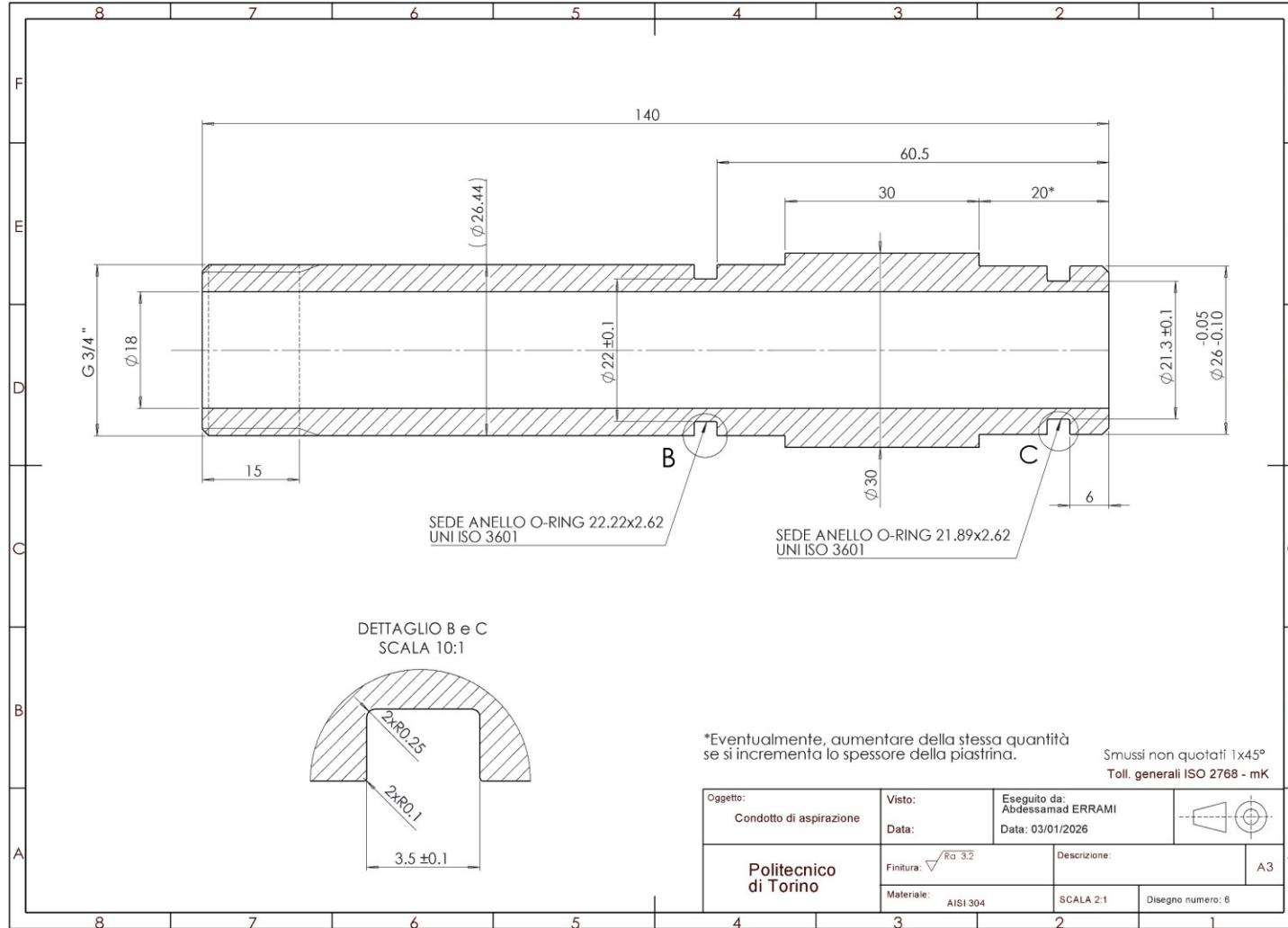


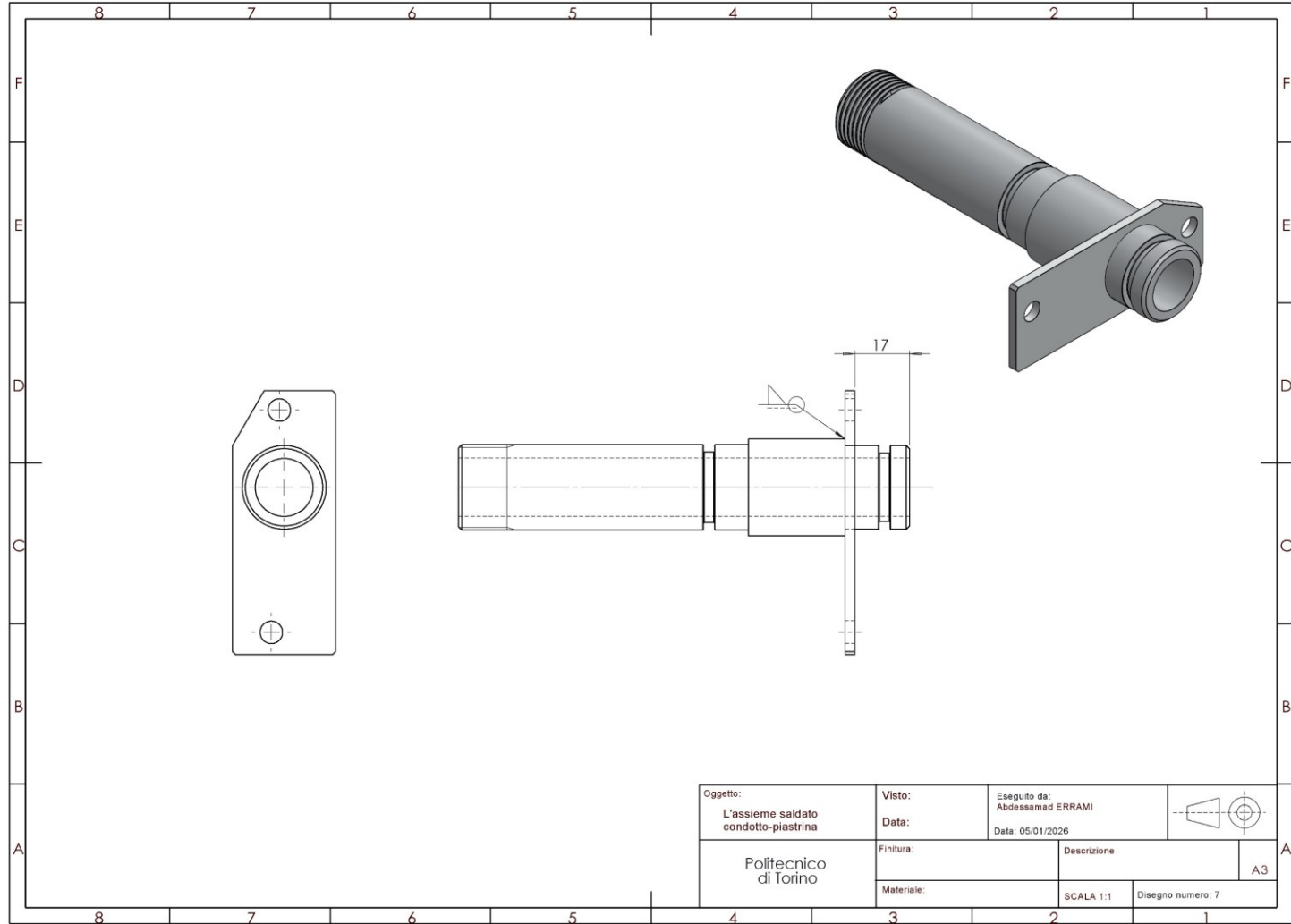


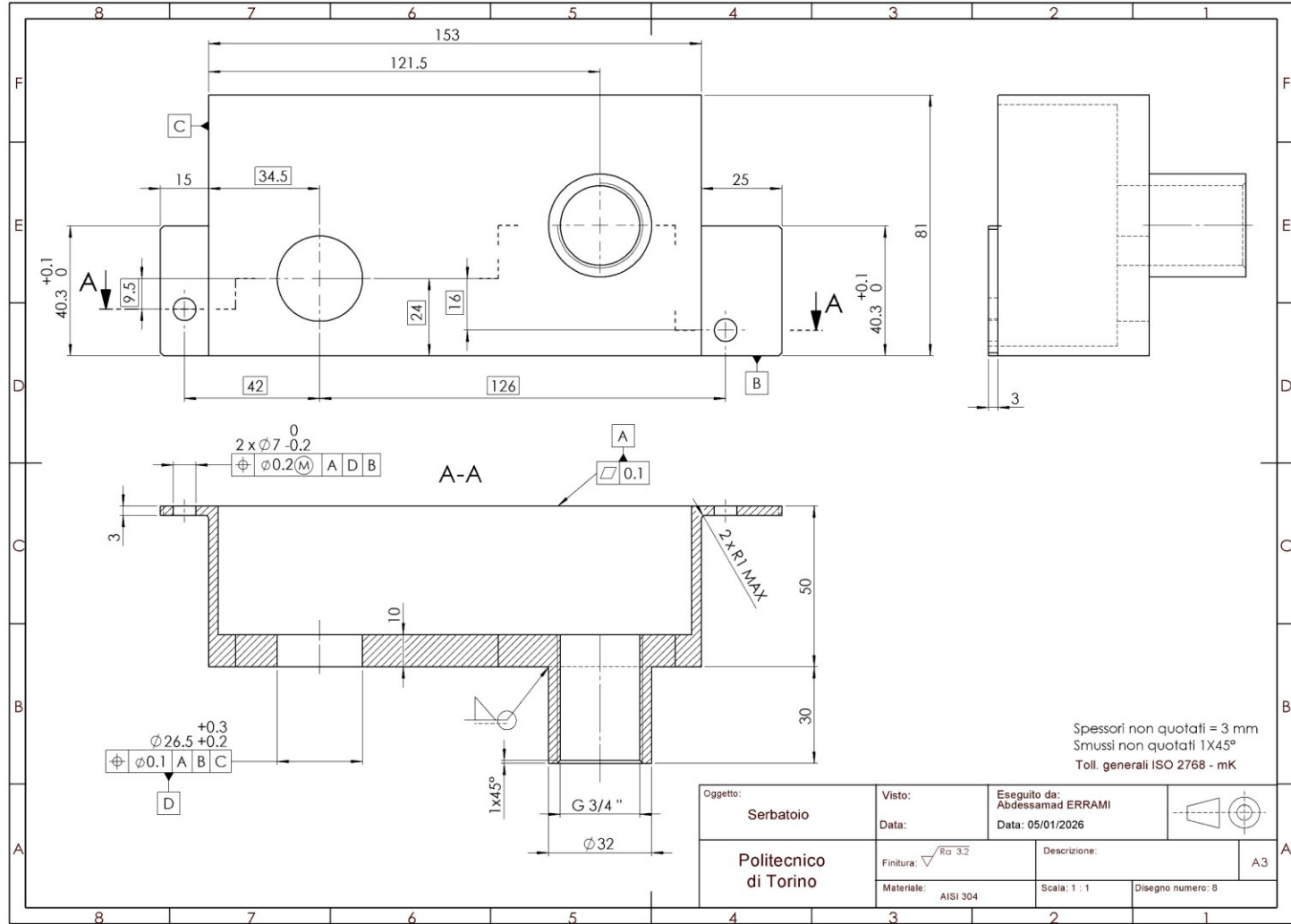


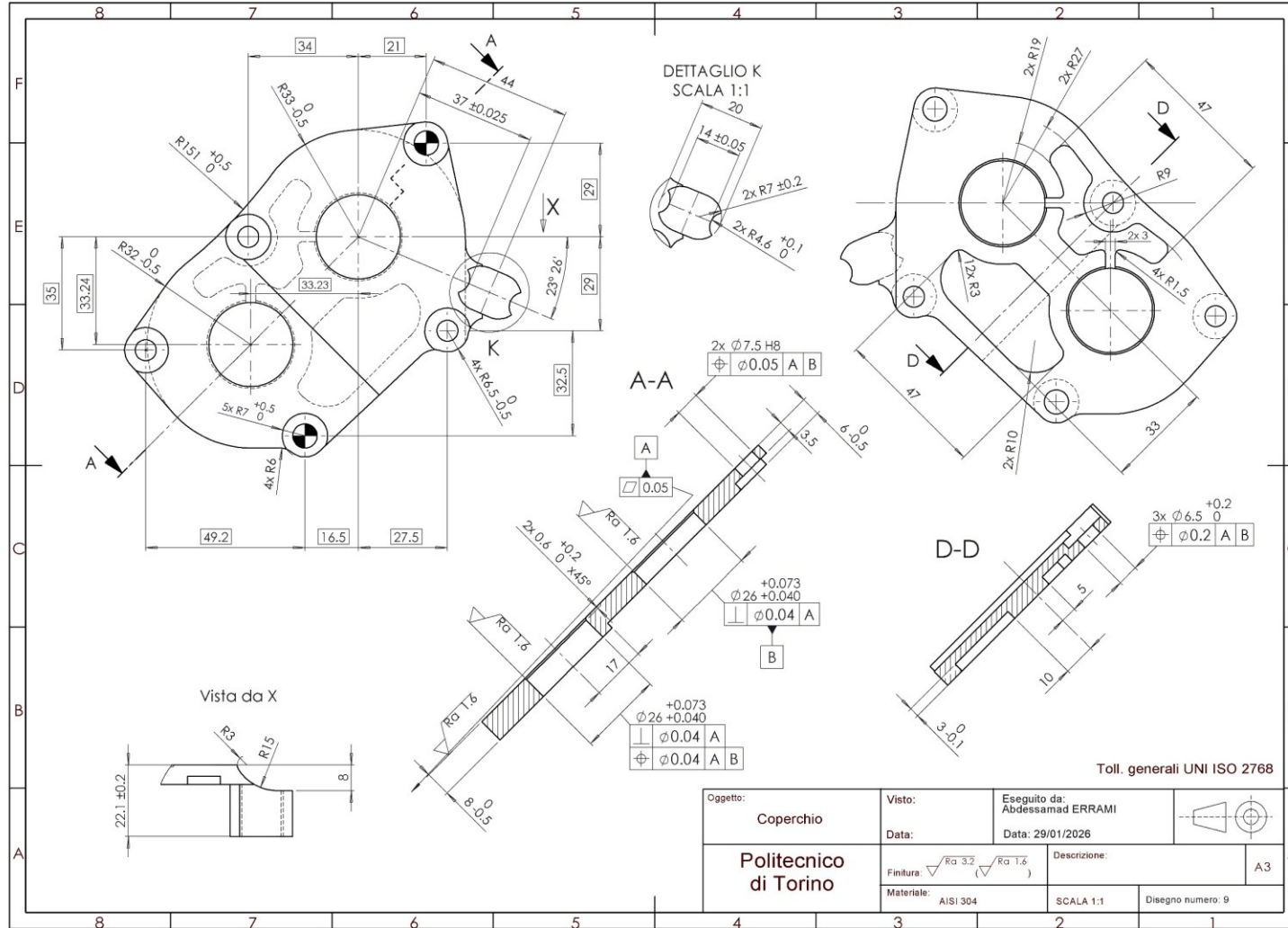












## Appendice B: Codice per le simulazioni in Ansys

### COPERCHIO IN ALLUMINIO

- Materiale: **alluminio**
- Vincoli: spostamenti nulli alla base delle viti, contatti non lineari tra coperchio e corpo pompa (elementi **CONTA178**)
- Carichi: pressione idraulica su una specifica area (nella parte inferiore del coperchio) + precarico di compressione dovuto al serraggio delle viti (elementi **PRETS179**)

<pre>!Importazione del modello in formato IGES!  /prep7  nummrg,all numcmp,all  et,1,solid186 mp,ex,1,70000 mp,nuxy,1,0.33 mp,ex,2,210000 mp,nuxy,2,0.30  et, 2, conta178,0,0,2,1,0 keyopt,2,12,1 r,1,-1e5,0,3,0,0,0 rmore,0,-1,-0.005  vsel, s, , , 6 vatt, 1, , 1 vsel, s, , , 1, 5 vatt, 2, , 1 allsel  esize,2 smrtsize,6 mshape,1,3d mshkey,0 vmesh,all</pre>	<pre>nummrg,all numcmp,all  asel,s,area,,66 cm,area_hca,area nsla,s,1 ngen,2,100000,all,,,,,0 nset,s,node,,100001,127000 cm,nodi_housing,node d,all,all,0 allsel  cmsel,s,area_hca nsla, s, 1 cmsel,a,nodi_housing type, 2 real, 1 eintf, 0.001, , low allsel  asel,s,area,,168 asel,a,area,,161 asel,a,area,,144 asel,a,area,,161 asel,a,area,,145 asel,a,area,,171 asel,a,area,,146 asel,a,area,,172 asel,a,area,,132 asel,a,area,,162</pre>	<pre>asel,a,area,,133 asel,a,area,,42 asel,a,area,,140 asel,a,area,,159 asel,a,area,,139 cm,area_olio,area  asel,s,area,,4 asel,a,area,,32 asel,a,area,,11 asel,a,area,,18 asel,a,area,,25 cm,area_base_viti,area  asel,s,area,comp,area_base_ viti nsla,s,1 d,all,all,0 allsel  psmesh,1,bullone1,,v,1,,z,0. 75,,,,elembul1 psmesh,2,bullone2,,v,2,,z,0. 75,,,,elembul2 psmesh,3,bullone3,,v,3,,z,0. 75,,,,elembul3 psmesh,4,bullone4,,v,4,,z,0. 75,,,,elembul4 psmesh,5,bullone5,,v,5,,z,0. 75,,,,elembul5</pre>
--	--	--

```
/solu  
antype, 0  
nlgeom,on  
eqslv,sparse
```

```
!step 1  
time,1  
nsubst, 50, 200, 20  
*do,i,1,5  
sload,i,pl01,,forc,8333,1,2  
*enddo  
solve
```

```
!step 2  
time,2  
nsubst,5,20,5  
solve
```

```
!step 3  
time,3  
nsubst,20,100,15  
cmsel,s,area_olio  
sfa,all,1,pres,0.8  
allsel  
solve
```

```
/post1
```

```
/gformat, f, 10, 3  
/format, , f, 12, 3
```

```
vsel,s,,,6  
eslv,s  
nsle,s
```

```
set, 3, last
```

```
plnsol, u, z
```

```
!punto 1  
nsel, s, loc, x, 9.19  
nsel, r, loc, y, -9.19  
nsel, r, loc, z, 0.6  
cm,punto1,node  
cm,punti_blu,node
```

```
!punto 2  
nsel, s, loc, x,16.62  
nsel, r, loc, y,-16.61  
nsel, r, loc, z,0  
cm,punto2,node  
cmsel,a,punti_blu  
cm,punti_blu,node
```

```
!punto 3  
nsel, s, loc, x,24.05  
nsel, r, loc, y,-24.04  
nsel, r, loc, z,0.6  
cm,punto3,node  
cmsel,a,punti_blu  
cm,punti_blu,node
```

```
!punto 4  
nsel, s, loc, x,33.24  
nsel, r, loc, y,-46.23  
nsel, r, loc, z,0.6  
cm,punto4,node  
cmsel,a,punti_blu  
cm,punti_blu,node
```

```
!punto 5  
nsel, s, loc, x,33.24  
nsel, r, loc, y,-53.53  
nsel, r, loc, z,0  
cm,punto5,node  
cmsel,a,punti_blu  
cm,punti_blu,node
```

```
!punto 6  
vsel,s,,,6  
nslv,s,1  
nsel, r, loc, x,33.24  
nsel, r, loc, y,-60.23  
nsel, r, loc, z,0  
cm,punto6,node  
cmsel,a,punti_blu  
cm,punti_blu,node
```

```
! + altri punti (7,8,9)  
prnsol,u,z
```

## COPERCHIO IN ACCIAIO

- Materiale: **acciaio**
- Vincoli: spostamenti nulli alla base delle viti, contatti non lineari tra coperchio e corpo pompa (**elementi CONTA178**)
- Carichi: pressione idraulica su una specifica area + precarico di compressione dovuto al serraggio delle viti (**elementi PRETS179**)

<pre>!Importazione del modello in formato IGES!  /prep7  nummrg,all numcmp,all  et,1,solid186 mp,ex,1,210000 mp,nuxy,1,0.30  et,2, conta178,0,0,2,1,0 keyopt,2,12,1 r,1,-1e5,0,3,0,0,0 rmore,0,-1,-0.005  vsel, s, , , 1,6 vatt, 1, , 1 allsel  esize,4.5 !smrtsize,6 mshape,1,3d mshkey,0 vmesh,all  nummrg,all numcmp,all  asel,s,area,,26 cm,area_hca,area nsla,s,1</pre>	<pre>ngen,2,100000,all,,,,,0 nset,s,node,,100001,127000 cm,nodi_housing,node d,all,all,0 allsel  cmsel,s,area_hca nsla, s, 1 cmsel,a,nodi_housing type, 2 real, 1 eintf, 0.001, , low !esel,s,type,,2 !eplot !/pbc,u,0 !/psymb,esys,1 !edele,all allsel  asel,s,area,,103,104 asel,a,area,,107,109,2 asel,a,area,,111 cm,area_viti,area  asel,s,area,,33 asel,a,area,,61 asel,a,area,,30 asel,a,area,,115 asel,a,area,,114 asel,a,area,,122 asel,a,area,,28 asel,a,area,,82 asel,a,area,,1</pre>	<pre>asel,a,area,,111 asel,a,area,,83 asel,a,area,,101 asel,a,area,,84 asel,a,area,,34 asel,a,area,,102 asel,a,area,,85 asel,a,area,,112 asel,a,area,,86 asel,a,area,,87 asel,a,area,,113 asel,a,area,,72 asel,a,area,,103 asel,a,area,,73 asel,a,area,,5 cm,area_olio,area asel,s,area,,131,159,7 cm,area_base_viti,area nsla,s,1 d,all,all,0 allsel  psmesh,1,bullone1,,v,2,,z,0. 75,,,,elembul1 psmesh,2,bullone2,,v,3,,z,0. 75,,,,elembul2 psmesh,3,bullone3,,v,4,,z,0. 75,,,,elembul3 psmesh,4,bullone4,,v,5,,z,0. 75,,,,elembul4 psmesh,5,bullone5,,v,6,,z,0. 75,,,,elembul5 !sdele,all,,,,,1</pre>
--	--	---

```
/solu
antype, 0
nlgeom,on
eqslv,sparse
```

```
!step 1
time,1
nsubst, 50, 200, 20
*do,i,1,5
sload,i,pl01,,forc,8333,1,2
*enddo
solve
```

```
!step 2
time,2
nsubst,5,20,5
solve
```

```
!step 3
time,3
nsubst,20,100,15
cmsel,s,area_olio
sfa,all,1,pres,0.8
allsel
solve
```

```
/post1
```

```
/gformat, f, 10, 3
/format, , f, 12, 3
```

```
vsel,s,,,1
eslv,s
nsle,s
```

```
set, 3, last
```

```
!deformazione verticale
plnsol, u, z
```

```
!punto 1
nsel, s, loc, x, 9.19
nsel, r, loc, y, -9.19
nsel, r, loc, z, 0.6
cm,punto1,node
cm,punti_blu,node
```

```
!punto 2
nsel, s, loc, x,16.62,16.80
nsel, r, loc, y,-16.61,-16.80
nsel, r, loc, z,0
cm,punto2,node
cmsel,a,punti_blu
cm,punti_blu,node
```

```
!punto 3
nsel, s, loc, x,24.05
nsel, r, loc, y,-24.04
nsel, r, loc, z,0.6
cm,punto3,node
cmsel,a,punti_blu
```

```
cm,punti_blu,node
!punto 4
nsel, s, loc, x,33.24
nsel, r, loc, y,-46.23
nsel, r, loc, z,0.6
cm,punto4,node
cmsel,a,punti_blu
cm,punti_blu,node
```

```
!punto 5
nsel, s, loc, x,33.24
nsel, r, loc, y,-53.53
nsel, r, loc, z,0
cm,punto5,node
cmsel,a,punti_blu
cm,punti_blu,node
```

```
!punto 6
vsel,s,,,1
nslv,s,1
nsel, r, loc, x,33.24
nsel, r, loc, y,-60.23
nsel, r, loc, z,0
cm,punto6,node
cmsel,a,punti_blu
cm,punti_blu,node
```

```
! + altri punti (7,8,9)
prnsol,u,z
```

## Bibliografia

- Nervegna, N., Rundo, M., Passi nell'oleodinamica, Vol. 1, Epics, 2020.
- Chirone, E., Tornincasa, S., Disegno tecnico industriale, Vol. 2, Il Capitello, 2018.
- Altare, G., Rundo, M., "Advances in simulation of gerotor pumps: An integrated approach", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 231, No. 7, pp. 1221-1236, 2017. DOI: 10.1177/0954406217694663.
- Politecnico di Torino – DENERG, Manuale pratico di Flo-EFD
- Dassault Systèmes, SolidWorks Flow Simulation 2025 - Technical Reference and Tutorial, 2025.
- Ansys Inc., Ansys Mechanical APDL Theory Reference, Release 2025.