UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI MODENA E REGGIO EMILIA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA "ENZO FERRARI"

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria del Veicolo

Progettazione di un'elettrovalvola 2/2 monitorabile ottimizzata mediante simulazione dinamica

Relatrice:

Barbara Zardin

Relatore aziendale:

Marco Valentini

Candidato:

Matteo Bruscolini

ANNO ACCADEMICO 2024/2025

A Romina, Massimo e Nicola:

LA MIA FAMIGLIA

ABSTRACT

La presente tesi nasce dal progetto sviluppato durante il tirocinio curriculare presso l'ufficio tecnico di Bosch Rexroth Oil Control, con sede a Nonantola (MO).
Il progetto riguarda lo sviluppo di un nuovo design per un'elettrovalvola 2 vie 2 posizioni, ad azionamento pilotato, bi-direzionale, normalmente aperta e monitorabile.

L'iniziativa nasce dall'esigenza di sostituire il sensore di posizione attualmente impiegato nei prodotti a catalogo con un sensore utilizzato da HydraForce, azienda statunitense specializzata in oleodinamica compatta recentemente acquisita dal Gruppo Bosch.
Tale sensore, di tipo magnetico ad effetto Hall, offre vantaggi significativi in termini di facilità di manutenzione e costo ridotto del sensore stesso.

Il nuovo design proposto introduce la possibilità di integrare un sistema meccanico di emergenza, in grado di garantire la funzionalità della valvola anche in caso di guasto elettrico, migliorando così l'affidabilità complessiva del prodotto.
Dal punto di vista dimensionale, la soluzione sviluppata consente una riduzione dell'ingombro assiale pari al 19% rispetto alla versione attualmente presente a catalogo, pur mantenendo prestazioni comparabili, come evidenziato dalle simulazioni dinamiche condotte.
Questi risultati dovranno essere successivamente validati attraverso test sperimentali.
Nel rispetto dei requisiti funzionali e delle prestazioni attese, il progetto ha perseguito l'obiettivo di minimizzare la progettazione di nuovi componenti, riutilizzando quanto più possibile componenti esistenti.
Questa strategia, orientata alla standardizzazione e all'economia di scala, ha permesso di stimare una riduzione dei costi di produzione pari al 5%, con benefici concreti anche in termini di semplificazione logistica e industrializzazione.

L'attività si è articolata in tre fasi principali.
Nella prima fase è stato sviluppato il layout preliminare della valvola, definendo i requisiti funzionali e identificando le performance da raggiungere.
In una seconda fase, sono state condotte simulazioni dinamiche con l'obiettivo di analizzare il comportamento del sistema in condizioni operative rappresentative e di guidare le scelte progettuali verso una configurazione ottimizzata.
La terza fase ha riguardato lo sviluppo del progetto nei dettagli, con la stesura dei disegni tecnici necessari alla realizzazione dei primi prototipi, ponendo particolare attenzione all'ottimizzazione delle tolleranze per garantire la compatibilità con i processi di lavorazione meccanica e contenere i costi di produzione.

Il lavoro ha evidenziato come l'integrazione di strumenti di simulazione dinamica avanzata durante la fase di progettazione possa contribuire in modo sostanziale allo sviluppo di soluzioni innovative, efficienti ed orientate alla produzione industriale.
La simulazione ha permesso di individuare e risolvere in anticipo criticità che, se fossero emerse solo durante la prototipazione fisica, avrebbero comportato iterazioni costose e prolungate, aumentando i tempi e i costi di sviluppo.
Grazie a questo approccio, è stato possibile ottimizzare i componenti e le performance in fase di progettazione, riducendo significativamente la necessità di modifiche durante la prototipazione fisica e, di conseguenza, abbattendo i tempi e i costi complessivi.

SOMMARIO

ABSTRACT 3

INDICE DELLE FIGURE 6

INDICE DELLE TABELLE 7

ELENCO DEI SIMBOLI 7

INTRODUZIONE 8

1. L'AZIENDA E IL CONTESTO INDUSTRIALE 10

1.1. ROBERT BOSCH GMBH 10

1.1.1. STORIA 10

1.1.2. AREE DI BUSINESS 10

1.2. BOSCH REXROTH AG 12

1.2.1. STORIA 12

1.2.2. AREE DI BUSINESS 12

1.3. BOSCH REXROTH OIL CONTROL S.P.A. 13

1.3.1. STORIA 13

1.3.2. LINEE DI PRODOTTO 14

1.3.3. PLANT 16

2. FONDAMENTI TEORICI 17

2.1. OLEODINAMICA 17

2.1.1. DEFINIZIONE E CAMPO DI APPLICAZIONE 17

2.1.2. GRANDEZZE CARATTERISTICHE 18

2.1.3. PRINCIPI FONDAMENTALI 19

2.1.4. REGIMI DI MOTO E PERDITE DI CARICO 20

2.1.5. PRINCIPALI COMPONENTI DI UN SISTEMA OLEODINAMICO 21

2.1.6. SIMBOLOGIA ISO 22

2.2. VALVOLE OLEODINAMICHE 24

2.2.1. CLASSIFICAZIONE 24

2.3. ARCHITETTURA 25

3. PROGETTAZIONE 28

3.1. PRINCIPI E METODOLOGIE DI PROGETTAZIONE 28

3.1.1. PROGETTAZIONE SISTEMATICA 28

3.1.2. DESIGN FOR MANUFACTURING AND ASSEMBLY 30

3.1.3. CATENE DI TOLLERANZA E GD&T 32

3.2. LAYOUT PRELIMINARE 33

3.2.1. DESIGN CONCETTUALE 34

3.2.2. PERFORMANCE DI RIFERIMENTO 36

3.2.3. DIMENSIONAMENTO DELLE CORSE VALVOLA 39

3.2.4. DIMENSIONAMENTO DELLA MOLLA ELASTICA 41

3.2.5. INTERAZIONE SENSORE-ELEMENTO SENSIBILE 45

3.2.6. OTTIMIZZAZIONE INGOMBRO ASSIALE 47
3.3. SIMULAZIONI DINAMICHE 51
3.3.1. FONDAMENTI TEORICI 51
3.3.2. COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS 52
3.3.3. ANALISI 0D 53
3.3.4. ANALISI FEM 62
3.3.5. LAYOUT DEFINITIVO 63
3.4. DETAIL DESIGN 64
3.4.1. LAVORAZIONI MECCANICHE 64
3.4.2. ASSEMBLAGGIO 65

4. SVILUPPI FUTURI 66
4.1. TEST AL BANCO PROVA 66
4.2. IMPLEMENTAZIONE SISTEMA MECCANICO DI EMERGENZA 67

5. CONCLUSIONI 68

BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA 69

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1. Configurazione finale dell'elettrovalvola.....9
Figura 2. Logo Robert Bosch GmbH 10
Figura 3. Logo Bosch Rexroth AG.....12
Figura 4. Logo Bosch Rexroth Oil Control S.p.A 13
Figura 5. Cartridge Valves.....14
Figura 6. Hydraulic Integrated Circuit 14
Figura 7. Compact Motion Control.....15
Figura 8. Compact Power Modulus 15
Figura 9. Compact Directional Valves.....15
Figura 10. Simbologia ISO-1219 dell'elettrovalvola 2/2 NO monitorabile.....23
Figura 11. Architettura di un'elettrovalvola.....27
Figura 12. Progettazione sistematica.....29
Figura 13. Design concettuale. 34
Figura 14. Elettrovalvola 2/2 NO monitorabile HydraForce.....36
Figura 15. Elettrovalvola 2/2 NO monitorabile Bosch Rexroth 37
Figura 16. Elettrovalvola 2/2 NO Bosch Rexroth 38
Figura 18. Corse funzionali valvola (C e D).....39
Figura 17. Corse funzionali valvola (A e B).....39
Figura 19. Corse valvola per assemblaggio.....40
Figura 20. Andamento normalizzato della forza elettromagnetica in funzione della distanza. 41
Figura 21. Sistema a singolo stacco.....43
Figura 22. Andamento normalizzato di Fem e Fe in funzione della distanza (sistema a singolo stacco). 43
Figura 23. Sistema a doppio stacco. 44
Figura 24. Andamento normalizzato di Fem e Fe in funzione della distanza (sistema a doppio stacco).....44
Figura 25. Vista in sezione della valvola con evidenza della mezzeria del sensore e della lamella.....45
Figura 26. Bande di commutazione ON/OFF del sensore magnetico. 46
Figura 27. Soluzioni di fissaggio.....47
Figura 28. Vista in sezione della valvola con evidenza dell'alloggiamento sensore e distanza G.....48
Figura 29. Range di compressione ammesso per O-ring in tenuta statica.....49
Figura 30. Configurazione del modello CFD. 52
Figura 31. Risultati CFD in termini di caduta di pressione. 52
Figura 32. Modello per l'analisi 0D dell'elettrovalvola 2/2 NO monitorabile. 53
Figura 33. Andamento pressione normalizzata in funzione del tempo (sistema a singolo stacco).....54
Figura 34. Andamento pressione normalizzata in funzione del tempo, post-ottimizzazione.....55
Figura 35. Andamento pressione normalizzata in chiusura (sistema a singolo stacco).....56
Figura 36. Andamento pressione normalizzata in apertura (sistema a singolo stacco). 57
Figura 37. Andamento pressione normalizzata in funzione del tempo (sistema a doppio stacco). 58
Figura 38. Vista in sezione della valvola con indicazione dei parametri geometrici. 58
Figura 39. Andamento pressione normalizzata in funzione del tempo, post-ottimizzazione.....59
Figura 40. Andamento pressione normalizzata in chiusura (sistema a doppio stacco). 60
Figura 41. Andamento pressione normalizzata in apertura (sistema a doppio stacco).....61
Figura 42. Layout definitivo.....63
Figura 43. Sistema meccanico di emergenza. 67

INDICE DELLE TABELLE

TABELLA 1. *SIMBOLOGIA ISO-1219 DEI PRINCIPALI COMPONENTI DI UN IMPIANTO OLEODINAMICO*.....22
TABELLA 2. *MATERIALE E LAVORAZIONE MECCANICA PREVISTA DEI COMPONENTI.* 64

ELENCO DEI SIMBOLI

p	Pressione $[Pa]$
F	Forza $[N]$
A	Area $[m^2]$
Q_v	Portata volumetrica $[m^3/s]$
Q_m	Portata massica $[kg/s]$
V	Volume $[m^3]$
t	Tempo $[s]$
v	Velocità $[m/s]$
m	Massa $[kg]$
ρ	Densità $[kg/m^3]$
P_h	Potenza idraulica $[W]$
g	Accelerazione gravitazionale $[m/s^2]$
z	Quota $[m]$
R_e	Numero di Reynolds $[ad.]$
μ	Viscosità dinamica $[Pa\ s]$
ν	Viscosità cinematica $[m^2/s]$
D	Diametro $[m]$
L	Lunghezza $[m]$
C_d	Coefficiente d'efflusso $[ad.]$
λ	Coefficiente d'attrito $[ad.]$
ξ	Coefficiente di perdita locale $[ad.]$
Fe	Forza elastica $[N]$
k	Costante elastica della molla $[N/m]$
Δx	Deformazione della molla $[m]$
L_0	Lunghezza libera $[m]$
L_1	Lunghezza di montaggio $[m]$
L_2	Lunghezza di lavoro $[m]$
L_n	Lunghezza a spire solidali $[m]$
Fem	Forza elettromagnetica $[N]$
N	Numero di spire $[ad.]$
I	Intensità di corrente $[A]$
μ_0	Permeabilità magnetica del vuoto $[N/A^2]$
x	Distanza assiale $[m]$

INTRODUZIONE

Il presente elaborato trae origine dall'esperienza di tirocinio svolta presso l'ufficio tecnico di Bosch Rexroth Oil Control di Nonantola (MO), con particolare riferimento al team incaricato della progettazione delle valvole a cartuccia.
L'attività che mi ha coinvolto nel corso di questo periodo ha riguardato lo sviluppo di una elettrovalvola 2 vie 2 posizioni, ad azionamento pilotato, bidirezionale, normalmente aperta e monitorabile.

Questa tipologia di elettrovalvola è progettata per fornire, oltre alla funzione di controllo del flusso, anche un segnale di monitoraggio relativo alla presenza o meno della portata che la attraversa.
A tale scopo, è necessario l'impiego di un sensore in grado di rilevare la posizione dell'elemento mobile interno alla valvola, attivandosi nel momento in cui questo si trova in una configurazione tale da interrompere il passaggio del fluido.
Tali dispositivi trovano largo impiego in applicazioni dove la sicurezza dell'operatore è prioritaria, come piattaforme aeree, presse ed impianti automatizzati.

Il progetto descritto in questa tesi nasce dalla volontà dell'azienda di sostituire il sensore attualmente impiegato nelle valvole monitorabili a catalogo con quello fornito da HydraForce, azienda statunitense di oleodinamica compatta acquisita dal gruppo Bosch nel 2022. *[1]*
Sebbene entrambi i dispositivi si basino sul medesimo principio fisico dell'effetto Hall, il nuovo sensore presenta una concezione differente nel rilevamento dell'elemento mobile della valvola, questa differenza porta con sé numerosi vantaggi.
Il primo riguarda la facilità di sostituzione del sensore in caso di malfunzionamento: il sensore attualmente impiegato richiede una taratura specifica a fine linea, necessaria per garantire il corretto funzionamento a fronte delle tolleranze dimensionali.
In caso di guasto o necessità di sostituzione, la valvola deve essere rimandata in stabilimento per eseguire nuovamente la taratura.
Il sensore fornito da HydraForce, al contrario, non richiede alcuna taratura, rendendo possibile la sostituzione autonoma direttamente sul campo.
Il secondo vantaggio deriva dalla nuova posizione di montaggio del sensore, che consente l'installazione a monte della bobina.
In questo modo, la bobina può essere sostituita senza dover rimuovere il sensore, evitando così ulteriori operazioni di taratura e semplificando significativamente la manutenzione.
Nella configurazione attuale, invece, il sensore è collocato a valle della bobina, ogni intervento su quest'ultima comporta la rimozione del sensore e il conseguente invio della valvola in azienda.
Un ulteriore aspetto innovativo riguarda la possibilità di integrare un sistema meccanico di emergenza sul cannotto della valvola.
Grazie al nuovo posizionamento del sensore, è possibile adottare lo stesso principio già implementato da Bosch Rexroth in altre soluzioni a catalogo, consentendo il funzionamento della valvola anche in caso di guasto elettrico.
Nelle valvole monitorabili attualmente a catalogo, questa possibilità è preclusa proprio a causa della posizione del sensore.
A questi benefici si aggiunge anche un minor costo unitario del sensore proposto da HydraForce rispetto a quello attualmente in uso.

I temi introdotti in questa sezione saranno approfonditi nei capitoli successivi, di seguito si propone una panoramica dei contenuti dell'elaborato.
Il primo capitolo è dedicato alla presentazione dell'azienda e del contesto industriale in cui opera.
Dopo una breve panoramica sul Gruppo Bosch, viene descritta l'azienda Bosch Rexroth fino a giungere alla realtà Bosch Rexroth Oil Control, con cenni sulla storia aziendale, sulla struttura organizzativa e sulle principali linee di prodotto.
Il secondo capitolo introduce i concetti teorici e funzionali necessari alla comprensione del caso studio, fornendo le basi relative al funzionamento delle elettrovalvole monitorabili, ai principi fisici coinvolti e alle caratteristiche tecniche dei componenti oggetto di analisi.
Il terzo capitolo costituisce il nucleo operativo dell'elaborato e descrive in dettaglio il processo di progettazione seguito per lo sviluppo della nuova valvola.
Dopo una presentazione dell'applicazione e degli obiettivi progettuali, vengono illustrati i ragionamenti iniziali e i calcoli preliminari che hanno guidato le scelte tecniche di partenza.
Successivamente sono state condotte simulazioni dinamiche volte a verificare il comportamento del sistema in condizioni operative rappresentative.
In particolare è stata impiegata l'analisi 0D per stimare i tempi di risposta della valvola e per analizzarne il comportamento in fase transitoria, mentre l'analisi CFD ha permesso di simulare la perdita di carico generata dal flusso in attraversamento.
Le analisi FEM per la verifica strutturale dei componenti critici, pur rientrando nel flusso metodologico previsto, non sono state condotte in quanto i componenti strutturali sono stati selezionati tra elementi già testati e validati in precedenti applicazioni industriali.
Al termine delle simulazioni, sono state apportate ottimizzazioni progettuali volte a migliorare le prestazioni e correggere le criticità emerse.
Il quarto capitolo è dedicato agli sviluppi futuri, con particolare attenzione ai test sperimentali previsti per la validazione al banco prova e a un'ipotesi progettuale relativa a una possibile miglioria funzionale da integrare in futuro.
Questa fase costituisce un passaggio fondamentale per far evolvere il prodotto dalla condizione di prototipo a quella di pre-serie, in vista della produzione industriale e della successiva introduzione a catalogo.
Il quinto e ultimo capitolo raccoglie le conclusioni dell'elaborato, sintetizzando i risultati ottenuti, le principali scelte progettuali adottate e le considerazioni finali sull'intero sviluppo della valvola.
Per riferimento visivo, nella Figura 1 è mostrato il prodotto finale, ossia l'elettrovalvola sviluppata nell'ambito di questo progetto.

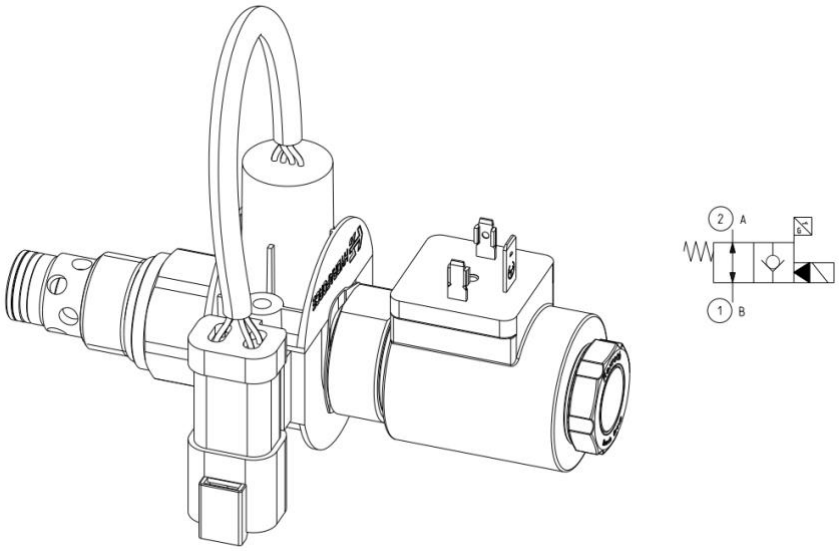


Figura 1. *Configurazione finale dell'elettrovalvola.*

1. L'AZIENDA E IL CONTESTO INDUSTRIALE

In questo capitolo si propone una panoramica dell'azienda, con l'obiettivo di fornire al lettore una visione d'insieme della sua struttura, della storia e della visione industriale.
Il percorso parte dal Gruppo Bosch, proseguendo con Bosch Rexroth e si conclude con una descrizione più dettagliata della realtà produttiva di Bosch Rexroth Oil Control di Nonantola (MO), all'interno della quale si è svolto il progetto.

1.1. ROBERT BOSCH GmbH

1.1.1. Storia

La Robert Bosch GmbH è un'azienda multinazionale tedesca, la maggiore produttrice mondiale di componenti per autovetture, che ha rapporti d'affari con pressoché la totalità delle aziende automobilistiche esistenti al mondo.
Fu fondata a Gerlingen, ma con sede legale a Stoccarda, nel 1886 da Robert Bosch come laboratorio per la meccanica di precisione e di ingegneria elettrica. *[2]*
Ad oggi è presente in oltre 60 paesi nel mondo con circa 490 filiali e 417.900 collaboratori impiegati nei quattro settori di business.
Nel 2024 il Gruppo Bosch ha registrato un fatturato di 90,3 miliardi di euro con un EBIT di 3,1 miliardi di euro. *[3]*



***Figura 2**. Logo Robert Bosch GmbH. [2]*

In Italia, il Gruppo Bosch è presente con 20 società di cui 3 centri di ricerca, occupando oltre 5.400 collaboratori e sviluppando un fatturato di 2,4 miliardi di euro. *[4]*
Seguendo lo slogan *Tecnologia per la vita*, Bosch contribuisce a migliorare la qualità della vita e a preservare le risorse naturali. *[3]*

1.1.2. Aree di business

Il Gruppo Bosch opera in quattro settori di business:

- **Mobility**
  In qualità di fornitore di primo equipaggiamento per il mondo automotive, il settore *Mobility* (acronimo BBM) ha un ampio portafoglio di attività gestite da sette divisioni:
  - Electrified Motion (acronimo EM)
    Si occupa di elettro-mobilità.
  - Power Solutions (PS)
    Si dedica al powertrain.

- Vehicle Motion (VM)
  Tratta sistemi di frenata, sistemi di sterzo e sicurezza degli occupanti.
- Bosch e-Bike Systems (EB)
  Settore delle due ruote e dei veicoli off-road.
- Mobility Electronics (ME)
  Si occupa di centraline, sensori e semiconduttori.
- Cross-Domain Computing Solutions (XC)
  Sviluppa sistemi di assistenza alla guida e informatica per veicoli.
- ETAS
  Sviluppa software di base per veicoli e soluzioni di sicurezza informatica.

- **Industrial Technology**
  Il settore di business di *Industrial Technology* (BBI) comprende:
  - Drive and Control Technology (DC)
    Si occupa di idraulica mobile, idraulica industriale e di automazione di fabbrica.
  - Bosch Connected Industry (BCI)
    Sviluppa soluzioni software per la produzione connessa.
  - Bosch Manufacturing Solutions (BMG)
    Offre soluzioni personalizzate per la tecnologia di produzione e l'automazione.

- **Consumer Goods**
  Il settore di business *Consumer Goods* (BBG) comprende le divisioni:
  - Power Tools (PT)
    È fornitore di elettroutensili, utensili da giardino, accessori per elettroutensili e tecnologia di misurazione.
  - BSH Hausgeräte
    Spazia dalle lavatrici e asciugatrici ai frigoriferi e congelatori, ai forni, ai piani di cottura, alle cappe aspiranti e alle lavastoviglie fino ai piccoli elettrodomestici.

- **Energy and Building Technology**
  Il settore *Energy and Building Technology* (BBE) comprende le divisioni:
  - Building Technology (BT)
    Produce prodotti per la sicurezza e comunicazione, offre soluzioni e servizi per l'automazione degli edifici e l'efficienza energetica.
  - Home Comfort (HC)
    Sviluppa soluzioni per il riscaldamento, il raffreddamento, il comfort e il calore di processo come pompe di calore, sistemi ibridi a pompa di calore, riscaldamento a combustione e sistemi di climatizzazione.
  - Bosch Global Service Solutions (SO)
    Si dedica al servizio clienti.

[4]

1.2. BOSCH REXROTH AG

1.2.1. Storia

La Bosch Rexroth AG è una società tedesca che opera nell'automazione industriale con sede a Stoccarda e fabbrica principale a Lohr am Main. *[5]*
Tutto è iniziato nel 1795 con un mulino a martelli a energia idraulica, seguito da una fonderia di ferro nella città di Lohr am Main.
Nel 2001 dalla fusione di Mannesmann Rexroth e Bosch Automationstechnik emerge un leader globale per soluzioni di azionamento e controllo. *[6]*
Ad oggi è presente a livello globale con sedi in oltre 80 paesi e circa 32.600 collaboratori, registrando un fatturato di circa 6,5 miliardi di euro nel 2024. *[7]*



Figura 3. *Logo Bosch Rexroth AG. [5]*

1.2.2. Aree di business

La Bosch Rexroth AG rappresenta la sottodivisione del settore *Industrial Technology* del Gruppo Bosch denominata *Drive and Control Technology* (DC).
L'azienda è leader nel campo delle soluzioni di automazione per applicazioni industriali e mobili, prestando particolare attenziona sia ai sistemi oleodinamici che alla digitalizzazione dei processi produttivi. *[8]*
Questo settore comprende le divisioni:

- **Assembly Technology**
  Assembly Technology (acronimo AT) risponde alle esigenze industriali di ottimizzare le proprie linee di assemblaggio, produce e commercializza postazioni di assemblaggio manuali altamente flessibili, sistemi di trasporto a catena e sistemi di trasferimento.

- **Compact Hydraulics**
  Compact Hydraulics (CH) sviluppa soluzioni oleodinamiche per applicazioni mobili, settore in cui è fondamentale il fattore peso e ingombro.
  È operativa principalmente nel settore dei macchinari agricoli, forestali, escavatori e macchinari per costruzione.

- **Industrial Hydraulics**
  Industrial Hydraulics (IH) fornisce soluzioni oleodinamiche per impieghi industriali, comprende pompe e motori idraulici, cilindri idraulici, blocchi di comando e piastre, accumulatori, sensoristica ed elettronica per sistemi di controllo.

- **Linear Motion Technology**
  Linear Motion Technology (LT) sviluppa sistemi di movimentazione lineare per applicazioni industriali, produce prodotti come guide lineari, viti a ricircolo e attuatori lineari.

- **Automation and Electrification Solutions**
  Automation and Electrification Solutions (AE) fornisce soluzioni di automazione per il settore industriale sfruttando le potenzialità della digitalizzazione e delle tecnologie di controllo.
  Comprende azionamenti e motori elettrici, servo-azionamenti, software e sistemi di sicurezza.

- **Large Hydraulic Drives**
  Large Hydraulic Drives (HD) si occupa di soluzioni ad alte prestazioni per applicazioni che richiedono grandi forze e potenze, come nei settori navale, energetico e minerario.
  I prodotti includono cilindri idraulici di grandi dimensioni, unità idrauliche e sistemi di controllo personalizzati.

- **Mobile Solutions**
  Mobile Solutions (MH) fornisce sistemi completi per macchine mobili come escavatori, trattori, carrelli elevatori e veicoli da costruzione integrando tecnologie idrauliche, elettroniche e digitali per ottimizzare la movimentazione e l'efficienza energetica.

- **Mobile Components**
  Mobile Components (MO) si specializza in componenti idraulici ed elettronici per l'automazione di macchine mobili, offre prodotti come pompe, motori e controlli elettronici.

- **Joining Solutions**
  Joining Solutions (JS) si occupa di tecnologie avanzate per l'assemblaggio industriale, offrendo soluzioni meccatroniche integrate per operazioni di giunzione ad alta precisione.
  Queste soluzioni sono fondamentali in settori come l'automotive, l'elettronica, la produzione di batterie e l'industria generale.

[9]

1.3. BOSCH REXROTH OIL CONTROL S.p.A.

1.3.1. Storia

La Oil Control è stata fondata nel 1969 dai fratelli Andrea e Orlando Storci come officina specializzata in lavorazioni meccaniche per conto terzi.
È una delle primissime aziende in Europa ad avviare la produzione delle valvole idrauliche, fino ad allora importate solo dagli Stati Uniti.
Nel 2003, grazie al suo posizionamento strategico nel settore delle valvole a cartuccia, diventa fonte di interesse della Bosch Rexroth, che presenta una richiesta di acquisizione del gruppo.
Il successo crescente attirò presto l'interesse della multinazionale Bosch Rexroth AG, che nel 2003 presentò una proposta di acquisizione.
Dal 2005 il gruppo ha cambiato il nome in Bosch Rexroth Oil Control S.p.A. come frutto dell'acquisizione. *[10]*

***Figura 4**. Logo Bosch Rexroth Oil Control S.p.A. [11]*

Nel 2024, Bosch Rexroth Oil Control S.p.A. conta 1.347 dipendenti e registra un fatturato netto superiore ai 308 milioni di euro. *[12]*

1.3.2. Linee di prodotto

Bosch Rexroth Oil Control appartiene alla sottodivisione *Drive and Control Technology* (DC) di Bosch Rexroth denominata *Compact Hydraulics* (CH).

Le linee di prodotto di Bosch Rexroth Oil Control S.p.A. sono le seguenti: *[13]*

- **Cartridge Valves**



Figura 5. *Cartridge Valves. [13]*

Le valvole a cartuccia sono progettate per svolgere funzioni specifiche in base a dimensioni, materiali e pressioni di esercizio, vengono installate in modo ermetico all'interno di corpi singoli o collettivi chiamati *manifold*. In questo modo è possibile realizzare circuiti oleodinamici complessi, destinati a un'ampia varietà di applicazioni. Le valvole a cartuccia si suddividono in due macro-categorie: meccaniche (mCV) ed elettriche (eCV). La distinzione principale risiede nel tipo di attuazione: le valvole elettriche (anche chiamate elettrovalvole) sono azionate tramite un solenoide, mentre quelle meccaniche sfruttano attuazioni dirette come leve, molle o pressione del fluido. Le valvole a cartuccia elettriche trovano largo impiego in ambiti dove l'automazione ed il controllo remoto sono fondamentali, come nel settore agricolo, nelle macchine da costruzione, nei sistemi automatizzati e nell'automotive. Al contrario, le valvole meccaniche risultano più adatte a contesti in cui è preferibile mantenere un controllo diretto da parte dell'operatore, come nel caso di specifici macchinari industriali o di veicoli pesanti.

- **Hydraulic Integrated Circuit**

I circuiti idraulici integrati (HIC), comunemente noti come *manifold*, sono blocchi di dimensioni variabile, realizzati con cavità e condotti interni specificamente progettati per ospitare valvole a cartuccia. Questi condotti sono configurati in modo da realizzare un circuito oleodinamico completo, ottimizzando il percorso del fluido tra le varie valvole e componenti inseriti nel sistema. Il loro impiego consente di ottimizzare l'ingombro, ridurre le perdite di carico, migliorare l'efficienza complessiva del sistema e semplificare le operazioni di manutenzione, grazie alla concentrazione dei componenti critici in un unico blocco compatto. Trovano ampia applicazione nel settore dell'idraulica mobile, in particolare nei sistemi di controllo dei freni, nelle attrezzature agricole e nelle macchine industriali automatizzate.



Figura 6. *Hydraulic Integrated Circuit. [13]*

- **Compact Motion Control**

  I *Compact Motion Control* (CMC), noti come *Parts in Body* (PiB), rappresentano una soluzione simile ai circuiti idraulici integrati (HIC), ma si distinguono per la presenza di componenti mobili interni come spole o pistoni, elementi fondamentali per il corretto funzionamento del circuito. In questi sistemi, le valvole a cartuccia regolano la portata del fluido, le spole ne determinano la direzione e i pistoni trasformano la pressione del fluido in movimento meccanico utile.



Figura 7. *Compact Motion Control. [13]*

  Questa famiglia di prodotto trova largo impiego sia nell'idraulica industriale che in quella mobile, in particolare su veicoli agricoli e macchine per il movimento terra.

- **Compact Power Modules**

  I *Compact Power Modules* (CPM) sono unità compatte che forniscono alimentazione idraulica completa in un unico modulo integrato.

  Al loro interno trovano posto motori, pompe, serbatoi, filtri e valvole, racchiusi in un sistema altamente efficiente e pronto all'uso.

  Questi moduli rappresentano una soluzione ideale per applicazioni dove è richiesta una centralina idraulica autonoma, capace di ridurre gli ingombri e semplificare l'installazione nei sistemi oleodinamici più complessi.



Figura 8. *Compact Power Modulus. [13]*

- **Compact Directional Valves**

  I *Compact Directional Valves* (CDV) sono sistemi modulari pensati per il controllo del movimento e dello sterzo nei circuiti idraulici. Il loro compito principale è quello di regolare la direzione del flusso verso gli attuatori, permettendo così il funzionamento coordinato di cilindri o motori idraulici.

  Grazie alla loro modularità, si adattano facilmente a molteplici configurazioni, risultando particolarmente adatti a macchine mobili e a sistemi con funzioni complesse di controllo.



Figura 9. *Compact Directional Valves. [13]*

1.3.3. Plant

Bosch Rexroth Oil Control S.p.A. è organizzata in tre stabilimenti produttivi, ognuno dei quali ha un ruolo strategico nella produzione e gestione dei diversi tipi di componenti idraulici e nella definizione delle politiche aziendali.

- **Nonantola** (MO)
  Lo stabilimento di Nonantola (acronimo Nnt) è la sede centrale dell'azienda e ospita il reparto Ricerca e Sviluppo, che gioca un ruolo fondamentale nell'innovazione dei prodotti e nell'orientamento tecnologico dell'azienda.
  Inoltre, è il cuore delle strategie aziendali, dove vengono gestiti gli aspetti strategici e tecnici.
  In questo stabilimento vengono prodotti i sistemi eCV (elettrovalvole a cartuccia), i Pib (*Parts in Body*) e gli HIC (*Hydraulic Integrated Circuits*).

- **Pavullo nel Frignano** (MO)
  Lo stabilimento di Pavullo nel Frignano (acronimo Pvo) è un plant produttivo specializzato nella realizzazione delle mCV (valvole a cartuccia meccaniche).

- **Vezzano sul Crostolo** (RE)
  Lo stabilimento di Vezzano sul Crostolo (acronimo Vzz) è dedicato alla produzione dei sistemi CDV (*Compact Directional Valves*) e CPM (*Compact Power Modules*).

[12]

2. FONDAMENTI TEORICI

Lo scopo di questo capitolo è fornire una introduzione teorica ai concetti necessari per la comprensione del progetto, fornendo le basi tecniche e funzionali delle elettrovalvole monitorabili.
Inizialmente vengono richiamati i principi generali dell'oleodinamica e dei suoi principali componenti, per poi approfondire il funzionamento e la classificazione delle valvole oleodinamiche.
Infine, si analizzerà nel dettaglio l'architettura di un'elettrovalvola 2 vie 2 posizioni.

2.1. OLEODINAMICA

2.1.1. Definizione e campo di applicazione

L'oleodinamica è la tecnologia che si occupa di generare, modulare e trasmettere potenza attraverso fluidi in pressione. Essa rientra nell'ambito più ampio dei *fluid power systems*, ossia sistemi che utilizzano un fluido come mezzo per la trasmissione e il controllo della potenza.
Grazie alla sua capacità di fornire elevate forze con ingombri ridotti e movimenti rapidi e precisi, l'oleodinamica trova applicazione in numerosi settori industriali e produttivi.
Esempi significativi sono le macchine utensili, le macchine per il movimento terra, gli impianti di automazione industriale, i sistemi di sollevamento, nonché applicazioni in ambito robotico e aerospaziale.
A bordo di un veicolo, i sistemi oleodinamici sono presenti in applicazioni quali l'impianto frenante, il sistema di sterzatura, le sospensioni e, in alcuni casi, la trasmissione.

Sebbene nel linguaggio comune i termini idraulico e oleodinamico vengono spesso utilizzati come sinonimi, in ambito tecnico è più corretto distinguere tra i due.
Infatti il termine idraulico si riferisce originariamente a sistemi che utilizzano l'acqua come fluido di lavoro.
Con l'evoluzione tecnologica, l'acqua è stata progressivamente sostituita da oli minerali, che presentano caratteristiche più favorevoli, quali la maggior capacità lubrificante, una maggior resistenza alla cavitazione ed una miglior stabilità termica e chimica.

In termini energetici, un sistema oleodinamico riceve in ingresso potenza meccanica (fornita generalmente da un motore elettrico o a combustione), la trasforma in potenza idraulica tramite la pompa, la controlla e la regola attraverso le valvole e la riconverte in potenza meccanica grazie agli attuatori.
I sistemi oleodinamici si suddividono in due principali categorie:

- Sistemi idrostatici
  Sistemi che trasmettono potenza sfruttando l'energia di pressione del fluido.

- Sistemi idrodinamici
  Sistemi che trasmettono potenza sfruttando l'energia cinetica del fluido.

La valvola oggetto di studio in questa tesi rientra nella prima categoria, ossia quella dei sistemi idrostatici, in quanto il suo funzionamento si basa sull'impiego della pressione del fluido per il controllo e la regolazione del circuito.

Tra i principali vantaggi dei sistemi oleodinamici rispetto a quelli meccanici ed elettrici si evidenziano l'elevato rapporto peso/potenza, che consente di gestire grandi potenze con dimensioni ridotte, la notevole flessibilità nel controllo, grazie alla possibilità di regolazione continua e precisa delle variabili di processo e la possibilità di accumulare energia mediante accumulatori idraulici, per poi rilasciarla in modo rapido.
Gli svantaggi sono invece legati ad un rendimento complessivo inferiore, dovuto alle perdite di carico e agli attriti viscosi, al rischio di contaminazione del fluido, che può compromettere l'affidabilità del sistema, e a costi generalmente più elevati. *[14]*

2.1.2. Grandezze caratteristiche

Il funzionamento di un sistema oleodinamico può essere descritto attraverso alcune grandezze fondamentali, che consentono di caratterizzare le prestazioni del circuito e di dimensionarne i componenti principali.

Pressione
La pressione *p* è definita come il rapporto tra la forza esercitata e la superficie su cui agisce:
$p = \frac{F}{A}$
dove *F* è la forza e *A* è la superficie.
La pressione si misura nel Sistema Internazionale in pascal *[Pa]*, anche se in ambito industriale è più comune l'uso del bar, con la relazione $1\ bar\ =\ 10^5\ Pa$. *[14]*

Portata volumetrica e portata massica
La portata volumetrica Q_v indica il volume di fluido che attraversa una sezione nell'unità di tempo:
$Q_v = \frac{V}{t}$
dove V è il volume di fluido e t è il tempo.
Essa è direttamente correlata alla velocità del fluido v e all'area della sezione attraversata A:
$Q_v = v\ A$
La portata massica Q_m rappresenta invece la massa di fluido che attraversa una sezione nell'unità di tempo:
$Q_m = \frac{m}{t}$
Le due grandezze sono legate tra loro dalla densità del fluido:
$Q_m = \rho\ Q_v$
Poiché i fluidi oleodinamici sono quasi incomprimibili, la densità può essere considerata costante e di conseguenza la relazione tra portata volumetrica e portata massica risulta lineare. *[14]*

Potenza idraulica
La potenza idraulica P_h rappresenta la potenza trasmessa dal fluido in pressione ed è definita come il prodotto tra pressione e portata volumetrica:
$P_h = p\ Q_v$
L'unità di misura nel Sistema Internazionale è il watt $[W]$. *[14]*

2.1.3. Principi fondamentali

Il principio fondamentale su cui si basa l'oleodinamica è la **legge di Pascal**, secondo la quale la pressione esercitata in un punto di un fluido incomprimibile si trasmette con la stessa intensità in tutte le direzioni e in ogni punto del fluido stesso. *[14]*

Un esempio classico di applicazione di tale legge è il torchio idraulico.
Considerando due pistoni di diametro diverso collegati da una camera riempita di fluido, una forza F_I applicata al pistone di diametro minore genera una pressione $p = F_I/A_d$ dove A_d è l'area del pistone minore.
Questa pressione si trasmette uniformemente al fluido e quindi anche al secondo pistone, di area maggiore A_D.
La forza risultante su quest'ultimo sarà:
$F_{II} = p\ A_D = \frac{F_I}{A_d} A_D$
Ne consegue che la forza si moltiplica in proporzione al rapporto tra le aree dei due pistoni, mentre lo spostamento del pistone maggiore sarà ridotto in pari misura.
Questo principio consente di moltiplicare la forza applicata e rappresenta uno dei vantaggi principali dell'impiego dei sistemi oleodinamici. *[14]*

Un secondo principio rilevante è quello espresso dal **teorema di Bernoulli**, che deriva dalla legge di conservazione dell'energia.
Considerando un fluido ideale in moto stazionario all'interno di un condotto, trascurando attriti e perdite, si può scrivere:
$\frac{p}{\rho} + g\ z + \frac{v^2}{2} = costante$
Dove:
- $\frac{p}{\rho}$ rappresenta l'energia di pressione per unità di massa
- $g\ z$ rappresenta l'energia potenziale gravitazionale per unità di massa
- $\frac{v^2}{2}$ rappresenta l'energia cinetica per unità di massa

Questo teorema mostra come, in assenza di dissipazioni, l'energia totale del fluido si conservi lungo la corrente. *[14]*

Infine, un ulteriore principio fondamentale è quello di **continuità della portata**.
In un condotto attraversato da un fluido incomprimibile, la portata volumetrica rimane costante in tutte le sezioni.
Questo principio rappresenta la legge di conservazione della massa per fluidi incomprimibili ed è alla base della progettazione dei circuiti oleodinamici. *[14]*

2.1.4. Regimi di moto e perdite di carico

Il moto di un fluido all'interno di un condotto può avvenire secondo due principali regimi: laminare o turbolento.
Il regime dipende da fattori quali la velocità del fluido, la densità, la viscosità e le dimensioni caratteristiche del condotto. *[14]*

- **Moto laminare**
  Il fluido scorre in strati paralleli senza mescolarsi tra loro, le particelle seguono traiettorie ordinate le forze viscose prevalgono su quelle inerziali. In questo regime le perdite di carico sono proporzionali alla velocità del fluido.

- **Moto turbolento**
  Caratterizzato da vortici, instabilità e mescolamento tra le particelle, le forze inerziali prevalgono su quelle viscose e le perdite di carico crescono in modo più che proporzionale rispetto alla velocità. *[15]*

La transizione tra i due regimi è descritta dal numero di Reynolds R_e:
$R_e = \frac{\rho\, v\, D}{\mu}\ [ad.]$
dove ρ è la densità del fluido, v è la velocità media, D il diametro idraulico del condotto e μ la viscosità dinamica.
$R_e \leq 2000 \rightarrow$ moto laminare
$2000 < R_e < 4000 \rightarrow$ regime di transizione
$R_e \geq 4000 \rightarrow$ moto turbolento *[15]*

Le relazioni tra portata volumetrica Q_v e caduta di pressione Δp variano in base al regime:
- Moto laminare:
  $Q_v = H\ \Delta p$
  dove *H* è un coefficiente che dipende dalla geometria del condotto e dalla viscosità.
- Moto turbolento:
  $Q_v = C_d\ A \sqrt{\frac{2}{\rho}}\ \sqrt{\Delta p}$
  dove C_d è il coefficiente d'efflusso (determinato sperimentalmente o dalla geometria), *A* è la sezione del condotto e ρ è la densità del fluido. *[14]*

Il flusso reale è sempre soggetto a perdite di energia dovute all'attrito con le pareti e agli elementi geometrici del circuito, note come perdite di carico, che riducono l'efficienza complessiva del sistema.
Si distinguono due tipi principali:

- **Perdite di carico distribuite**
  Sono dovute all'attrito viscoso lungo le pareti del condotto, possono essere calcolate mediante la formula di Darcy-Weisbach:
  $\Delta p = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho}{2}\ v^2$
  dove λ è il coefficiente d'attrito ($\lambda = \frac{64}{R_e}$ per moto laminare, $\lambda \approx 0{,}316\ R_e^{-0{,}25}$ per moto turbolento), *L* la lunghezza del condotto, *D* il diametro del condotto, ρ la densità del fluido e v la velocità del fluido.

- **Perdite di carico concentrate**
  Sono dovute a variazioni locali della geometria, come curve, restringimenti, valvole o raccordi, sono espresse da:
  $\Delta p = \xi \frac{\rho}{2} v^2$
  dove ξ è il coefficiente di perdita locale (determinato sperimentalmente e tabulato per i diversi componenti), ρ la densità del fluido e v la velocità del fluido. *[14]*

2.1.5. Principali componenti di un sistema oleodinamico

Come accennato in precedenza, un sistema oleodinamico riceve in ingresso potenza meccanica, solitamente generata da un motore elettrico o a combustione interna, e la converte in potenza idraulica attraverso la pompa.
L'energia del fluido viene quindi regolata e controllata mediante le valvole e infine riconvertita in potenza meccanica grazie agli attuatori, che permettono di eseguire il lavoro richiesto.
Un impianto oleodinamico si compone tipicamente dei seguenti elementi principali:

- **Serbatoio**
  Contiene il fluido, consentendone la decantazione e la separazione dalle impurità, oltre a garantire una sufficiente riserva per il funzionamento del circuito.

- **Pompa**
  Trasforma l'energia meccanica fornita dal motore in energia idraulica, mettendo in circolazione il fluido e generando la pressione necessaria al funzionamento del sistema.

- **Attuatori**
  Convertono l'energia idraulica in energia meccanica.
  Possono essere cilindri oleodinamici per ottenere movimenti lineari o motori idraulici per generare movimenti rotativi.

- **Valvole**
  Consentono di regolare e modulare i parametri fondamentali del fluido (pressione, portata e direzione), rendendo possibile il controllo del sistema.

- **Tubazioni e raccordi**
  Assicurano il collegamento tra i vari componenti e la distribuzione del fluido, resistendo a pressioni elevate senza compromettere la sicurezza e l'affidabilità del circuito.

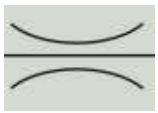
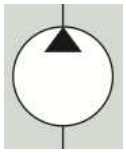
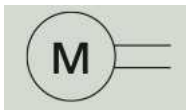
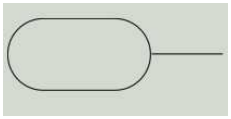
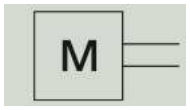
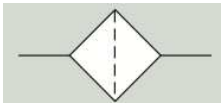
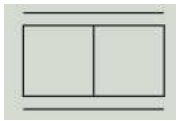
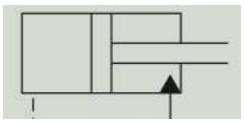
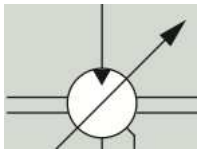
- **Filtri**
  Rimuovono impurità e contaminanti dal fluido, preservando l'efficienza e la durata dei componenti e riducendo il rischio di guasti prematuri.

2.1.6. Simbologia ISO

Un aspetto fondamentale dell'oleodinamica è la possibilità di rappresentare i circuiti in modo standardizzato e univoco attraverso la simbologia definita dalla norma *ISO-1219*.
Tale norma stabilisce i simboli grafici per i componenti oleodinamici e pneumatici, permettendo di descrivere in maniera chiara ed immediata anche circuiti complessi.
L'adozione di un linguaggio simbolico comune garantisce così chiarezza, uniformità e leggibilità universale degli schemi, facilitando la comunicazione tecnica tra progettisti, costruttori e manutentori.

In Tabella 1 si riportano i simboli relativi ai principali componenti di un impianto oleodinamico.

Tabella 1. *Simbologia ISO-1219 dei principali componenti di un impianto oleodinamico. [16]*

	Condotta di lavoro		Restrizione
	Condotta di pilotaggio		Pompa
	Motore elettrico		Serbatoio
	Motore a combustione interna		Filtro
	Valvola a 2 posizioni		Cilindro a semplice effetto
	Motore idraulico a cilindrata variabile		

In Figura 10 è riportata, secondo la norma *ISO-1219*, l'elettrovalvola a 2 vie 2 posizioni (2/2) oggetto di studio, caratterizzata da funzionamento bi-direzionale e configurazione normalmente aperta (NO).

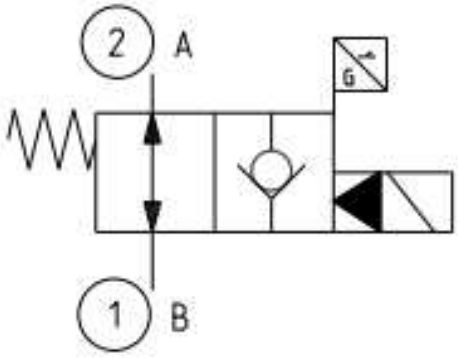


Figura 10. *Simbologia ISO-1219 dell'elettrovalvola 2/2 NO*

L'indicazione *2 vie* significa che la valvola mette in comunicazione due condotti, identificati con le lettere A e B, mentre le *2 posizioni* corrispondono ai due possibili stati di funzionamento rappresentati dai quadrati affiancati nello schema.

In condizione di riposo, mantenuta dalla molla di richiamo posta a sinistra, il passaggio del fluido è libero, la valvola è quindi normalmente aperta (NO).
Il comando di attuazione è di tipo elettromagnetico: in basso a destra compare infatti il simbolo del solenoide, che, quando viene alimentato, genera un campo magnetico capace di attrarre il nucleo mobile e spostare l'otturatore.
In questo modo il collegamento tra i due condotti viene interrotto, passando dalla condizione di riposo alla condizione di lavoro.

Sopra il solenoide è inoltre presente il simbolo di un sensore di posizione (nel caso specifico, un sensore ad effetto Hall) che rileva lo stato della valvola e fornisce un segnale elettrico corrispondente.

La simbologia delle frecce indica infine che il flusso può transitare in entrambe le direzioni, da *A* verso *B* e viceversa, conferendo alla valvola un funzionamento bidirezionale.

2.2. VALVOLE OLEODINAMICHE

Le valvole oleodinamiche, denominate valvole a cartuccia nel catalogo Bosch Rexroth, sono dispositivi fondamentali all'interno di un impianto oleodinamico, in quanto permettono di controllare e regolare il fluido in pressione, influenzandone direzione, portata e pressione.
La loro funzione è garantire che il sistema operi in modo sicuro, efficiente e conforme alle prestazioni richieste, adattando il flusso di energia idraulica alle esigenze degli attuatori.

2.2.1. Classificazione

Le valvole oleodinamiche possono essere classificate secondo diversi criteri:

- In base alla **funzione principale**:
  - Valvole di pressione
    Limitano o stabilizzano la pressione del fluido.
  - Valvole di portata
    Regolano la quantità di fluido che attraversa una sezione, controllando così la velocità degli attuatori.
  - Valvole direzionali
    Determinano il percorso del fluido, aprendo/chiudendo vie di passaggio o invertendo la direzione del moto.

- In base al **tipo di attuazione**:
  - Meccaniche
    Azionate da leve, molle o pulsanti.
  - Elettriche
    Azionate da solenoidi o motori elettrici.
  - Pneumatiche o idrauliche
    Azionate dall'energia di un altro fluido in pressione (aria compressa o olio).

- In base al **principio di azionamento**:
  - A comando diretto
    L'elemento mobile è spostato direttamente dal comando esterno.
  - A comando pilotato
    Il comando agisce su un circuito pilota che, a sua volta, muove l'elemento mobile principale della valvola.

- In base al **tipo di regolazione**:
  - Discrete (On/Off)
    Aprono o chiudono completamente il passaggio del fluido.
  - Proporzionali (servo-valvole)
    Consentono una regolazione continua del flusso o della pressione, permettendo un controllo più preciso del sistema.

- In base alla **posizione di riposo**:
  - Normalmente aperte (acronimo NO)
    Consentono il passaggio del fluido in assenza di comando.

- Normalmente chiuse (NC)
  Bloccano il passaggio del fluido finché non viene dato un comando.

- In base alla **direzionalità**:
  - Monodirezionali
    Permettono il passaggio del fluido in una sola direzione.
  - Bidirezionali
    Consentono il passaggio del fluido in entrambe le direzioni.

- In base al **numero di vie e posizioni**:
  Il numero di vie indica quanti condotti possono essere collegati dalla valvola, mentre il numero di posizioni rappresenta le configurazioni operative che la valvola può assumere.
  Esempio: una valvola 2 vie, 2 posizioni (2/2) collega o interrompe due condotti in due stati distinti (aperta/chiusa), una valvola 3 vie, 2 posizioni (3/2) collega alternativamente tre condotti.

- In base alla **tenuta**:
  - Singola tenuta
    Isolano il fluido su un solo lato.
  - Doppia tenuta
    Garantiscono la chiusura su entrambi i lati, riducendo le perdite interne e aumentando l'affidabilità.

2.3. ARCHITETTURA

Un'elettrovalvola può essere concettualmente suddivisa in due sezioni principali:

- **Parte idraulica**
  Responsabile della regolazione del flusso del fluido, è costituita da corpo valvola, otturatore di controllo, spillo pilota, condotti e molla elastica.

- **Parte di pilotaggio**
  Consente di comandare lo spostamento dell'otturatore di controllo, comprende bobina, nucleo ferromagnetico, sensibile e sensore magnetico.

I principali componenti costruttivi di un'elettrovalvola sono illustrati in Figura 11.

1) **Corpo valvola (o camicia)**
   Costituisce l'involucro esterno della valvola, contiene i passaggi interni per il fluido e assicura la resistenza meccanica alle pressioni di esercizio.
   È realizzato in modo da poter essere inserito direttamente nelle cavità del *manifold*.

2) **Otturatore di controllo (o pistone)**
   È l'elemento mobile principale che apre o chiude i condotti interni, regolando così il passaggio del fluido.

3) **Spillo pilota**
È un otturatore mobile secondario che controlla lo stadio pilota, facilitando lo spostamento dell'otturatore principale.

4) **Molla elastica**
Mantiene la valvola in posizione di riposo, la sua forza elastica si calcola tramite la legge di Hooke:
$Fe = k\ \Delta x$
dove k è la costante elastica della molla e Δx la sua compressione. *[17]*
In fase di progettazione è necessario che la forza elastica F_m risulti almeno 5 volte superiore al peso dei componenti che sostiene, così da garantire la condizione di riposo della valvola fino a un'accelerazione pari a $5\ g$, in linea con gli standard di mercato.
Per caratterizzare correttamente il comportamento della molla si introducono le seguenti grandezze dimensionali:
L_0: lunghezza libera, ossia la lunghezza della molla a riposo, non soggetta a carichi.
L_1: lunghezza di montaggio, corrispondente alla lunghezza che la molla assume una volta inserita nell'alloggiamento, prima che la valvola sia sollecitata.
L_2: lunghezza di lavoro, ovvero la lunghezza raggiunta dalla molla alla massima compressione prevista durante il funzionamento.
L_n: lunghezza a spire solidali, cioè la lunghezza minima consentita, oltre alla quale la molla non può comprimersi ulteriormente senza danneggiarsi.
$L_0 > L_1 > L_2 > L_n$

5) **Sensore magnetico**
Viene impiegato un sensore ad effetto Hall, capace di rilevare variazioni di campo magnetico e convertirle in un segnale elettrico di uscita.
Il sensore capta la variazione di campo magnetico generata dal movimento dell'elemento sensibile (componente 6), sul quale è applicata una lamella che amplifica la variazione locale di flusso magnetico.
Questo consente di monitorare in tempo reale la posizione dell'otturatore, rendendo possibile un controllo più preciso e affidabile della valvola.

6) **Elemento sensibile**
È un elemento mobile in materiale ferromagnetico che, durante il movimento, provoca una variazione del campo magnetico percepita dal sensore ad effetto Hall.

7) **Nucleo ferromagnetico fisso**
È solidale alla bobina e rimane immobile. Completa il circuito magnetico della bobina, permettendo che il campo magnetico generato produca una forza direzionale sul nucleo mobile.

8) **Nucleo ferromagnetico mobile**
È attratto verso il nucleo fisso dalla forza elettromagnetica generata dalla bobina.
Il suo movimento trasmette lo spostamento agli elementi collegati, in particolare all'elemento sensibile e allo spillo pilota, provocando la chiusura dell'otturatore principale e quindi la chiusura della valvola.

9) **Bobina**

Avvolgimento elettrico che, quando alimentata in corrente, genera un campo magnetico.

Questo campo magnetico crea una forza elettromagnetica che attrae il nucleo ferromagnetico mobile verso il nucleo fisso.

La forza elettromagnetica può essere approssimata da:

$$Fem = \frac{(N\ I)^2\ \mu_0\ A}{2\ x^2} \qquad [18]$$

dove N è il numero di spire, I l'intensità di corrente, μ_0 la permeabilità magnetica del vuoto, A l'area della sezione ferromagnetica e x la distanza tra nucleo fisso e nucleo mobile.

La forza elettromagnetica generata dalla bobina deve essere superiore alla forza elastica della molla, altrimenti il nucleo mobile non riuscirebbe a vincere la resistenza della molla e la valvola non si chiuderebbe.

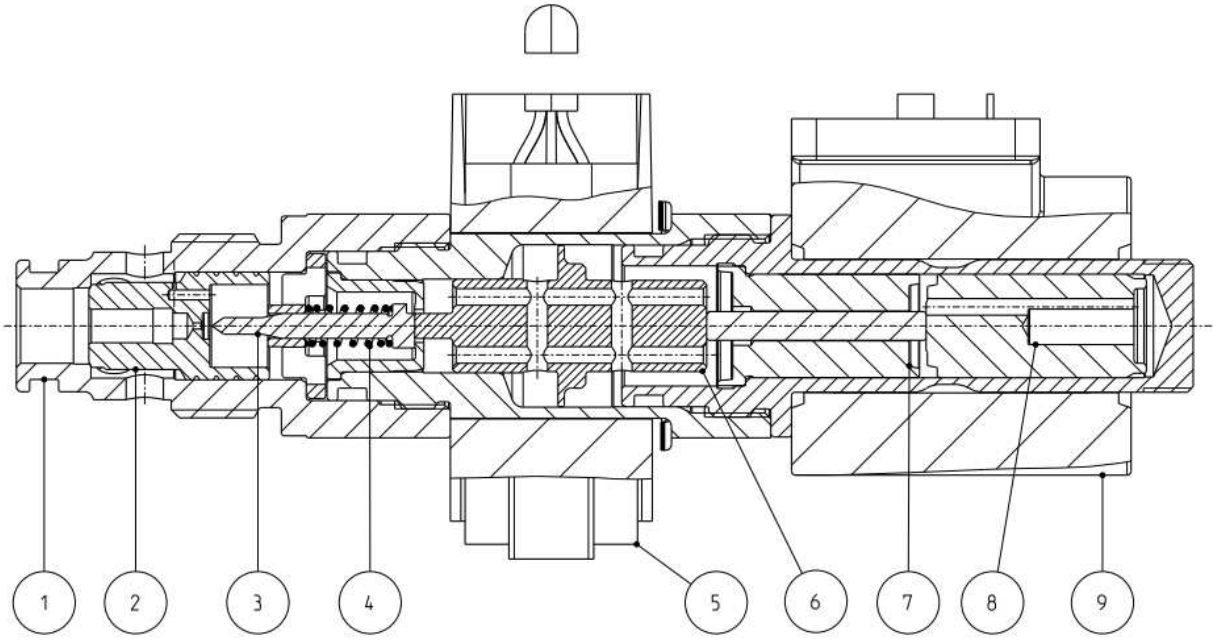


Figura 11. *Architettura di un'elettrovalvola.*

3. PROGETTAZIONE

Il presente capitolo è dedicato alla descrizione del percorso progettuale che ha portato allo sviluppo del nuovo design dell'elettrovalvola.
L'obiettivo è illustrare in modo strutturato le fasi principali che hanno caratterizzato il lavoro, partendo dai principi metodologici adottati, passando attraverso lo sviluppo del layout preliminare e le simulazioni dinamiche, fino ad arrivare alla descrizione delle lavorazioni meccaniche previste e della sequenza di assemblaggio.
In questo modo viene mostrato come il processo progettuale si sia evoluto progressivamente, dalle linee guida concettuali fino alla definizione di una soluzione concretamente realizzabile e pronta per la prototipazione.

3.1. PRINCIPI E METODOLOGIE DI PROGETTAZIONE

In questa sezione vengono richiamati i principali criteri metodologici che hanno guidato lo sviluppo del progetto.
Si parte dalla progettazione sistematica e dalla progettazione integrata di prodotto e processo (*Design For Manufacturing and Assembly*), che costituiscono il riferimento teorico adottato per impostare e orientare le scelte progettuali.
Segue un approfondimento su alcuni principi di GD&T (*Geometric Dimensioning & Tolerancing*), con particolare attenzione all'analisi di una catena di tolleranza e al confronto tra due diverse interpretazioni possibili, quella deterministica e quella statistica.
Questi strumenti hanno fornito il quadro teorico-pratico all'interno del quale sono state prese le decisioni progettuali, garantendo coerenza metodologica, efficienza produttiva e affidabilità funzionale.

3.1.1. Progettazione sistematica

La progettazione sistematica è un metodo di progettazione utilizzato per sviluppare la parte progettuale di un prodotto.
Essa è caratterizzata da un approccio *top-down*, ossia partendo da una visione generale del prodotto, si cerca di scomporlo il più possibile per determinare i sottosistemi necessari a realizzare quel prodotto, i sottosistemi a loro volta possono essere ulteriormente scomposti per specificare ulteriori dettagli; dunque, partendo da una visione generale si arriva poi a scendere nei dettagli. *[19]*

La progettazione sistematica è costituita da quattro fasi principali: *[19]*

1) **Product Planning & Task Clarification**
   Si pianificano e chiariscono gli obiettivi progettuali in base alla strategia aziendale adottata, all'andamento del mercato, alla capacità dell'azienda ad operare, alle richieste dei clienti e all'ambiente che fornisce norme ed impone vincoli.
   A seguito di queste considerazioni, il dominio del marketing formula una *product proposal*, ovvero un documento che identifica quali obiettivi il prodotto intende soddisfare, indicazioni sui costi, il budget a disposizione e stabilisce le deadlines.

Il dominio ingegneristico stila la *requirements list*, ovvero un documento aperto in continua evoluzione che traduce gli obiettivi progettuali in una lista chiara di metriche, elementi quantificabili e misurabili.

2) Conceptual Design

La seconda fase è legata alla creatività, a partire dalla *requirements list* si sviluppano uno o più concept intesi come principi solutivi alla base del prodotto.

Si effettuano valutazioni di fattibilità tecnica, economica, ambientale e sociale, valutando quale delle soluzioni è la più promettente.

3) Embodiment Design

Nella terza fase, a partire dal concept selezionato, si sviluppa il layout del prodotto in conformità ai criteri di carattere tecnico ed economico.

L'ufficio tecnico definisce il layout preliminare, definendo la forma, il posizionamento delle parti, i processi produttivi e la scelta dei materiali, partendo dai componenti principali fino ad arrivare ai componenti ausiliari.

Successivamente si esegue un'ottimizzazione delle prestazioni e dei costi grazie alle sperimentazioni eseguite per validare le soluzioni tecniche e alle prototipazioni per testare il progetto, contribuendo a perfezionare ulteriormente il design giungendo così al layout definitivo.

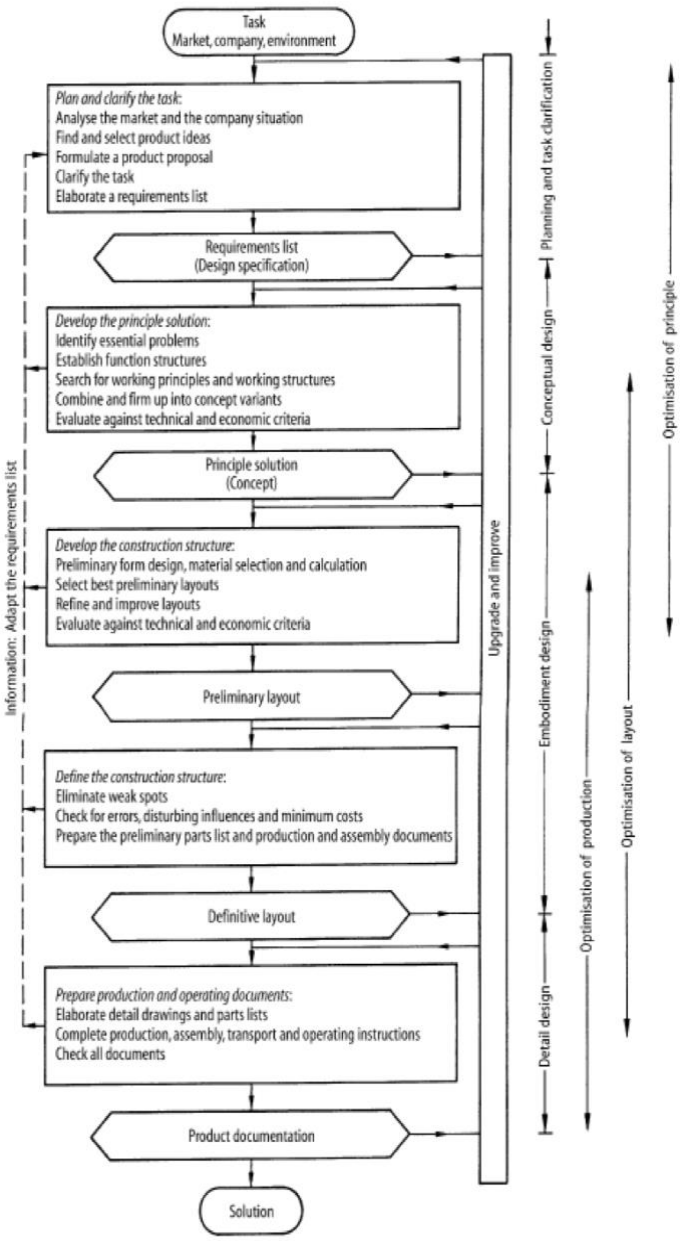


Figura 12. *Progettazione sistematica. [19]*

4) Detail Desing

È la fase finale in cui vengono finalizzati tutti i dettagli esecutivi del progetto, creando la documentazione tecnica del prodotto necessaria per la produzione.

Vengono realizzati il disegno d'assieme, il disegno di parte, la distinta dei componenti e le istruzioni di assemblaggio.

In aggiunta possono essere inclusi documenti relativi al trasporto, il libretto di istruzione ed il manuale per la manutenzione.

3.1.2. Design for Manufacturing and Assembly

La progettazione sistematica si concentra inizialmente sull'analisi funzionale e sulla definizione ideale del prodotto, rinviando a una fase successiva la valutazione approfondita dei vincoli legati alla produzione e all'assemblaggio.
Questa caratteristica, se da un lato consente di esplorare liberamente le soluzioni concettuali, dall'alto può portare a modifiche significative nelle fasi avanzate, quando emergono problematiche legate a costi o difficoltà produttive.
Per superare tali limiti è stata sviluppata la metodologia DFMA (*Design for Manufacturing and Assembly*), che integra fin dalle prime fasi della progettazione gli aspetti funzionali e tecnologici.
L'obiettivo è migliorare la qualità del prodotto, ottimizzare i costi di produzione, ridurre sprechi e semplificare i processi di assemblaggio.
In particolare, la DFMA si fonda su due principi cardine, che trovano applicazione soprattutto nella fase di *Embodiment Design*:

- **Design for Assembly (DFA)**
  Orientato alla riduzione del numero di parti, alla semplificazione delle operazioni di montaggio e alla diminuzione dei tempi ciclo.

- **Design for Manufacturing (DFM)**
  Focalizzato sulla progettazione di component semplice, facilmente realizzabili e ottimizzati per i processi produttivi. *[19]*

3.1.2.1. DESIGN FOR ASSEMBLY

Il DFA (*Design for Assembly*) pone l'attenzione, durante la fase di *Embodiment Design*, sulla riduzione al minimo del numero di componenti da assemblare e sull'ottimizzazione del processo di assemblaggio, con l'obiettivo di ridurne complessità, costi e tempi di realizzazione. *[19]*

Un concetto cardine del DFA è il TMPC (*Theoretical Minimum Part Count*), ossia il numero teorico minimo di componenti necessario per garantire la funzionalità del prodotto.
In questo ambito, Boothroyd & Dewhurst propongono un criterio basato su quattro domande fondamentali, utili a valutare l'essenzialità di ciascun componente:

- Durante il funzionamento, il componente deve muoversi rispetto agli altri?
- È necessario che il componente sia realizzato in un materiale diverso dagli altri?
- Il componente deve rimanere separato dagli altri per consentire assemblaggio e smontaggio?
- Il componente deve essere necessariamente acquistato da catalogo?

Se la risposta è negativa a tutte e quattro le domande, il componente non è essenziale e può essere eliminato o integrato in altri elementi. *[19]*

Una volta individuato il numero minimo di componenti indispensabili, è necessario valutare se l'eliminazione di ulteriori parti comporti effettivi vantaggi economici e funzionali, o se al contrario il costo della modifica superi il beneficio atteso.

Nell'ambito del DFA sono inoltre consolidate una serie di regole pratiche che guidano la progettazione per l'assemblaggio: *[19]*

- Ridurre al minimo il numero di parti, per contenere complessità, tempi di assemblaggio e costi di gestione.
- Integrare nei componenti stessi caratteristiche che facilitano l'assemblaggio.

- Evitare di riprogettare componenti già ottimizzati e disponibili sul mercato.
- Standardizzare i componenti in tutto il sistema.
- Privilegiare un design modulare, suddividendo il sistema in sottogruppi funzionali.
- Progettare in modo da impedire errori di montaggio (filosofia chiamata *poka-joke*).
- Fornire ai componenti un orientamento univoco.
- Rendere le parti facili da manipolare e assemblare.
- Evitare zone fragili o facilmente danneggiabili.
- Predisporre un assemblaggio top-down, sfruttando la forza di gravità.
- Progettare per facile inserzione utilizzando smussi e raccordi.
- Ridurre al minimo la necessità di aggiustaggi manuali.
- Progettare sequenze di montaggio cinematicamente determinate, evitando iperstaticità.
- Utilizzare tolleranze più ampie possibili senza compromettere la funzionalità.
- Perseguire soluzioni semplici ed eleganti.

3.1.2.2. DESIGN FOR MANUFACTURING

Il DFM (*Design for Manufacturing*) concentra l'attenzione sull'ottimizzazione dei processi produttivi, con l'obiettivo di ridurre al minimo scarti, difetti e costi di fabbricazione, migliorando al contempo efficienza e qualità del prodotto.
L'approccio mira a integrare fin dalle prime fasi progettuali le esigenze della produzione, così da ottenere componenti più semplici da realizzare e un processo complessivamente più robusto. *[19]*

All'interno del DFM si distinguono diversi filoni applicativi, ciascuno legato a una specifica tecnologia:

- **Design for Machining**
  Focalizzato sulle lavorazioni per asportazione di truciolo.
- **Design for Sheet Metal Working**
  Orientato alla deformazione plastica delle lamiere.
- **Design for Molding**
  Dedicato ai processi di stampaggio e pressofusione.
- **Design for Foundry**
  Relativo alla progettazione di componenti ottenuti tramite fusione.

Nel caso in esame, le lavorazioni meccaniche previste per i componenti dell'assieme riguardano principalmente tre tipologie:

- **Tornitura**
  La tornitura è una lavorazione per asportazione di truciolo che consente di ricavare la geometria desiderata a partire da un grezzo, con un buon compromesso tra tempi e costi di produzione.
  Il pezzo viene fissato al mandrino del tornio e posto in rotazione, mentre l'utensile da taglio, mantenuto fermo o movimentato secondo traiettorie controllate, asporta progressivamente il materiale fino a ottenere la forma richiesta.

- **Sinterizzazione**
  La sinterizzazione è un trattamento termico tipico della metallurgia delle polveri e consiste nel portare un materiale in polvere a temperature prossime al punto di fusione, senza però arrivare alla liquefazione completa.

Durante il processo, le particelle si saldano tra loro grazie a fenomeni di diffusione atomica, con conseguente incremento della densità, miglioramento delle proprietà meccaniche e stabilizzazione della geometria.
Il risultato è un componente con elevata precisione dimensionale, microstruttura controllata e spesso con una finitura superficiale tale da ridurre o eliminare la necessità di ulteriori lavorazioni.

- **Metal Injection Molding (MIM)**
  Rappresenta una tecnologia avanzata che combina lo stampaggio a iniezione delle materie plastiche con la metallurgia delle polveri, consentendo la produzione di componenti metallici complessi, con tolleranze ridotte e grandi volumi.
  Il processo si articola in più fasi: inizialmente viene preparato il *feedstock*, una miscela di polveri metalliche finissime e leganti polimerici; successivamente la miscela viene iniettata in uno stampo, dando origine al cosiddetto *green part*, un pezzo ancora fragile e non consolidato.
  A questo punto, il legante polimerico viene rimosso attraverso il *debinding* e, infine, il componente viene sottoposto a sinterizzazione in atmosfera controllata, fino a raggiungere una densità prossima a quella del metallo pieno.

3.1.3. Catene di tolleranza e GD&T

3.1.3.1. CATENE DI TOLLERANZA

Le catene di tolleranza rappresentano uno strumento fondamentale del *Geometric Dimensioning & Tolerancing* (GD&T) per descrivere e analizzare come le tolleranze assegnate ai singoli componenti influenzino la funzionalità dell'intero assieme.
In generale, si distinguono due principali tipologie di problema: *[19]*

- **Analisi delle tolleranze**
  Partendo dalle tolleranze già definite sui singoli componenti, si valuta come queste si propagano nell'assieme e quale sia la tolleranza complessiva risultante, verificando se i requisiti funzionali siano soddisfatti.

- **Allocazione delle tolleranze**
  Si parte invece dai requisiti funzionali richiesti all'assieme (ossia la tolleranza globale da rispettare) e si definiscono di conseguenza le tolleranze da assegnare ai singoli componenti per garantire il corretto funzionamento del sistema.

3.1.3.2. VECTOR LOOP METHOD

Uno dei metodi più diffusi per affrontare entrambi i problemi è il *Vector Loop Method*, che consente di modellare le relazioni geometriche fra i componenti attraverso un approccio vettoriale.
La logica di base consiste nell'identificare le superfici funzionali, ossia quelle che definiscono la condizione da rispettare, e le superfici di appoggio.
La condizione funzionale viene rappresentata con un vettore orientato, a partire dal quale si costruisce progressivamente la catena di vettori che chiude il loop.
In questo modo è possibile descrivere matematicamente come le dimensioni e le tolleranze dei singoli componenti si combinino tra loro per determinare la condizione finale dell'assieme. *[19]*

3.1.3.3. APPROCCI DI ANALISI DELLE CATENE DI TOLLERANZA

L'analisi delle catene di tolleranza tramite *Vector Loop Method* può essere condotta secondo due diversi approcci:

- **Worst Case Tolerancing**
  Questo approccio, di tipo conservativo, valuta l'assieme considerando la combinazione più sfavorevole delle tolleranze dei singoli componenti (estremo superiore ed estremo inferiore).
  In tale configurazione, la tolleranza complessiva della catena viene calcolata come somma algebrica delle tolleranze parziali.
  I principali vantaggi sono legati alla sicurezza funzionale: l'assemblaggio è sempre garantito, indipendentemente dalle variazioni dimensionali effettive entro i limiti stabiliti.
  In questo modo si ottiene il 100% di intercambiabilità dei componenti e l'eliminazione degli scarti.
  Tuttavia, il rovescio della medaglia è rappresentato dall'eccessiva restrittività delle tolleranze sui singoli componenti.
  Questo comporta un aumento dei costi di lavorazione, maggior complessità produttiva e talvolta la necessità di processi speciali di controllo e finitura. *[19]*

- **Statistical Tolerancing**
  Questo approccio, più realistico e flessibile, non considera che tutti i componenti si trovino contemporaneamente nella condizione peggiore, ma assume che le dimensioni si distribuiscano statisticamente intorno ai valori nominali.
  La tolleranza complessiva viene quindi stimata tramite combinazioni statistiche o tolleranze elementari, ad esempio con il metodo *Rooth Sum Square* (RSS) o con simulazioni numeriche come il metodo *Monte Carlo*.
  Quest'ultimo, utilizzato anche nel presente lavoro, permette di generare un elevato numero di configurazioni virtuali dei componenti, estratti casualmente secondo la distribuzione delle tolleranze, e di osservare la distribuzione statistica della condizione funzionale.
  In questo modo è possibile stimare la probabilità che l'assieme rientri nelle specifiche richieste.
  I vantaggi dello *Statistical Tolerancing* sono molteplici: tolleranze meno stringenti sui componenti, riduzione dei costi e delle complessità produttive, maggiore aderenza alla realtà produttiva rispetto al *Worst Case*.
  Gli svantaggi principali derivano dal fatto che non viene garantita l'intercambiabilità assoluta: esiste sempre una certa probabilità che l'assieme non rispetti le specifiche funzionali con conseguente rischio di una percentuale, seppur limitata, di scarti. *[19]*

3.2. LAYOUT PRELIMINARE

Questa sezione è dedicata allo sviluppo del layout preliminare, ossia alla fase in cui il progetto prende forma attraverso calcoli, valutazioni e prime scelte architetturali.
Vengono illustrate le considerazioni tecniche che hanno guidato le decisioni principali, le ipotesi iniziali formulate e le verifiche necessarie a orientare correttamente le fasi successive della progettazione.
Il percorso seguito consente di ripercorrere le tappe fondamentali che hanno portato alla definizione del layout della nuova valvola: dalla scelta delle performance di riferimento, al calcolo delle corse degli elementi mobili, fino al dimensionamento delle molle e alla definizione dell'interazione tra elemento sensibile e sensore, garantendo così una rilevazione del segnale affidabile e coerente.

3.2.1. Design concettuale

Il presente lavoro ha avuto inizio con lo sviluppo di un primo layout del prodotto, finalizzato a comprendere in maniera più approfondita i requisiti funzionali e a identificare quali componenti potessero essere riutilizzati da design preesistenti e quali, invece, necessitassero di una riprogettazione.

Per la realizzazione del layout iniziale del nuovo design sono stati presi in considerazione tre differenti progetti di riferimento già consolidati:

- **Elettrovalvola 2/2 NO monitorabile HydraForce**
  Questo design ha costituito il principale punto di partenza, in quanto ha fornito l'ispirazione per lo sviluppo del nuovo prodotto grazie all'adozione del sensore magnetico ad effetto Hall.

- **Elettrovalvola 2/2 NO Bosch Rexroth**
  Il prodotto catalogato da Bosch Rexroth ha rappresentato un riferimento fondamentale per la versione semplificata del design, poiché la parte idraulica risultava sostanzialmente coincidente con quella prevista nel nuovo progetto.

- **Elettrovalvola 2/2 NO monitorabile Bosch Rexroth**
  Questo design rappresenta il prodotto attualmente in uso che il nuovo progetto si propone di sostituire.

La figura seguente mostra una rappresentazione schematica della prima idea di design, utile a identificare i componenti e a valutarne la possibilità di modifica, la progettazione dedicata o l'utilizzo invariato in funzione delle scelte progettuali e produttive.

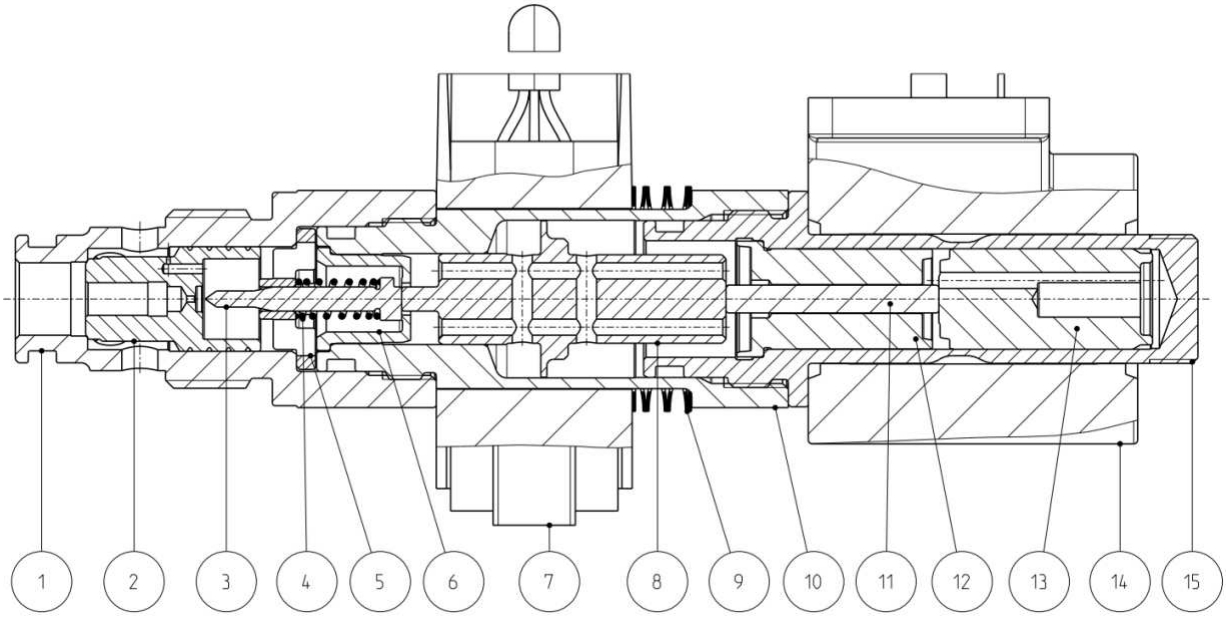


Figura 13. *Design concettuale.*

1) **Corpo valvola**
   Non modificabile, in quanto per ottimizzare la produzione in serie si è scelto di adottare lo stesso corpo impiegato nelle elettrovalvole 2/2 monitorabili NC di Bosch Rexroth, attualmente in fase di prototipazione.

2) **Otturatore di controllo**
   Modificabile.

3) **Spillo pilota**
   Non modificabile, poiché per favorire la standardizzazione produttiva è stato deciso di impiegare lo stesso spillo utilizzato nella maggior parte delle elettrovalvole 2/2 di Bosch Rexroth.

4) **Molla elastica**
   Modificabile, tuttavia l'impiego di una molla già presente in altri modelli consentirebbe di contenere i costi.

5) **Boccola distanziale**
   Componente opportunamente progettato per questo design, in quanto svolge una duplice funzione: garantire l'alloggiamento corretto della molla elastica e contribuire alle prestazioni del sistema in termini di caduta di pressione, tema approfondito nei paragrafi successivi.

6) **Boccola di appoggio**
   Componente opportunamente progettato per questo design, poiché svolge la funzione di supporto dello spillo pilota nella condizione di riposo della valvola.

7) **Sensore magnetico**
   Non modificabile, in quanto acquistato come componente commerciale direttamente da Hydraforce.

8) **Elemento sensibile**
   Componente opportunamente progettato per questo design.

9) **Molla elastica**
   Modificabile, a condizione che venga adottata la stessa molla già presente nell'elettrovalvola 2/2 monitorabile NC di Bosch Rexroth per favorire la produzione in serie.
   La sua funzione principale è quella di mantenere in posizione il sensore magnetico, garantendone la stabilità operativa.

10) **Boccola filettata**
    Modificabile, purché identica a quella prevista nell'elettrovalvola 2/2 monitorabile NC di Bosch Rexroth per favorire la produzione in serie.
    Alloggia esternamente il sensore magnetico ed è progettata per essere avvitata sia al corpo valvola sia al cannotto, garantendo il corretto fissaggio tra i componenti.

11) **Asta di collegamento**
    Modificabile, mette in relazione diretta il nucleo ferromagnetico mobile con l'elemento sensibile, consentendo la trasmissione del movimento.

12) **Nucleo magnetico fisso**
Non modificabile, in quanto si è scelto di mantenere nuclei già testati in altre elettrovalvole, evitando la necessità di ripetere test.

13) **Nucleo magnetico mobile**
Non modificabile, in quanto si è scelto di mantenere nuclei già testati in altre elettrovalvole, evitando la necessità di ripetere test.

14) **Bobina**
Non modificabile essendo un componente fornito direttamente dal fornitore.

15) **Cannotto**
Non modificabile, in quanto si è deciso di utilizzare un cannotto già esistente, evitando la necessità di ripetere tutti i test strutturali.
Ha la funzione di contenere il nucleo ferromagnetico e l'asta, esternamente verrà montata la bobina.

Questa analisi preliminare ha permesso di definire in maniera chiara quali elementi potessero essere standardizzati e quali richiedessero una progettazione completamente nuova, facilitando così il processo di sviluppo del nuovo prodotto.

3.2.2. Performance di riferimento

Per stabilire gli obiettivi di performance del nuovo design, il passaggio successivo ha consistito nel confrontare le prestazioni delle tre elettrovalvole di riferimento.
In particolare, l'analisi si è concentrata sulla caduta di pressione attraverso la valvola, misurata a pressione costante e portata variabile, al fine di individuare i valori di riferimento da raggiungere o migliorare con il nuovo progetto.

3.2.2.1. DESIGN HYDRAFORCE

Di seguito viene riportata la pagina di catalogo relativa all'elettrovalvola 2/2 NO monitorabile del design HydraForce.

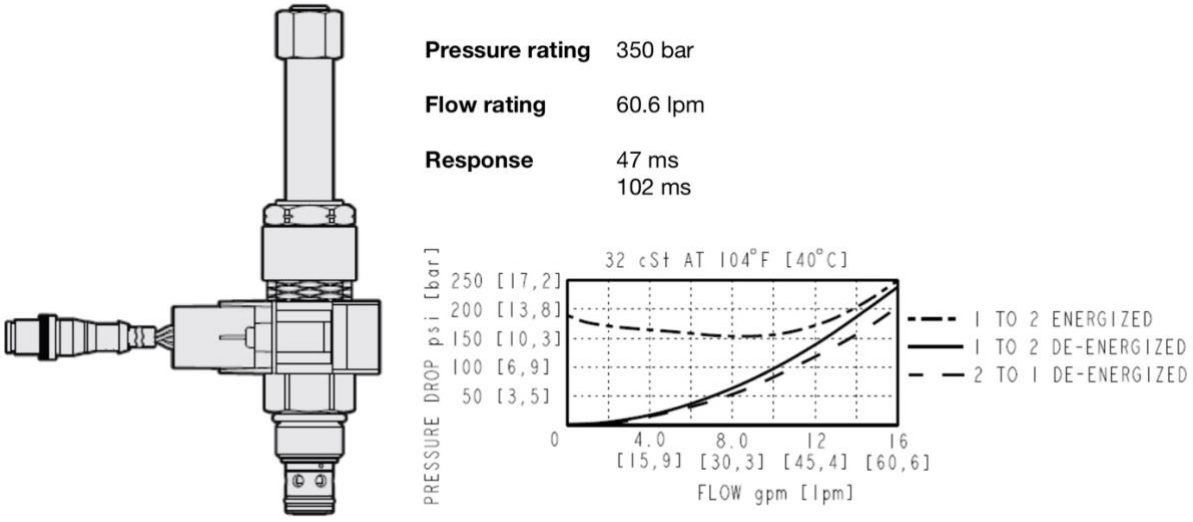


Figura 14. *Elettrovalvola 2/2 NO monitorabile HydraForce. [20]*

In termini di caduta di pressione, come risulterà evidente dal confronto con le altre elettrovalvole di riferimento, il design HydraForce presenta le performance peggiori.
Pertanto, il valore di caduta di pressione misurato per il prodotto HydraForce è stato adottato come obiettivo minimo da raggiungere nel nuovo design, costituendo il riferimento di base per le prestazioni idrauliche del prototipo.

3.2.2.2. DESIGN BOSCH REXROTH - MONITORABILE

Di seguito viene riportata la pagina di catalogo relativa all'elettrovalvola 2/2 NO monitorabile del design Bosch Rexroth.

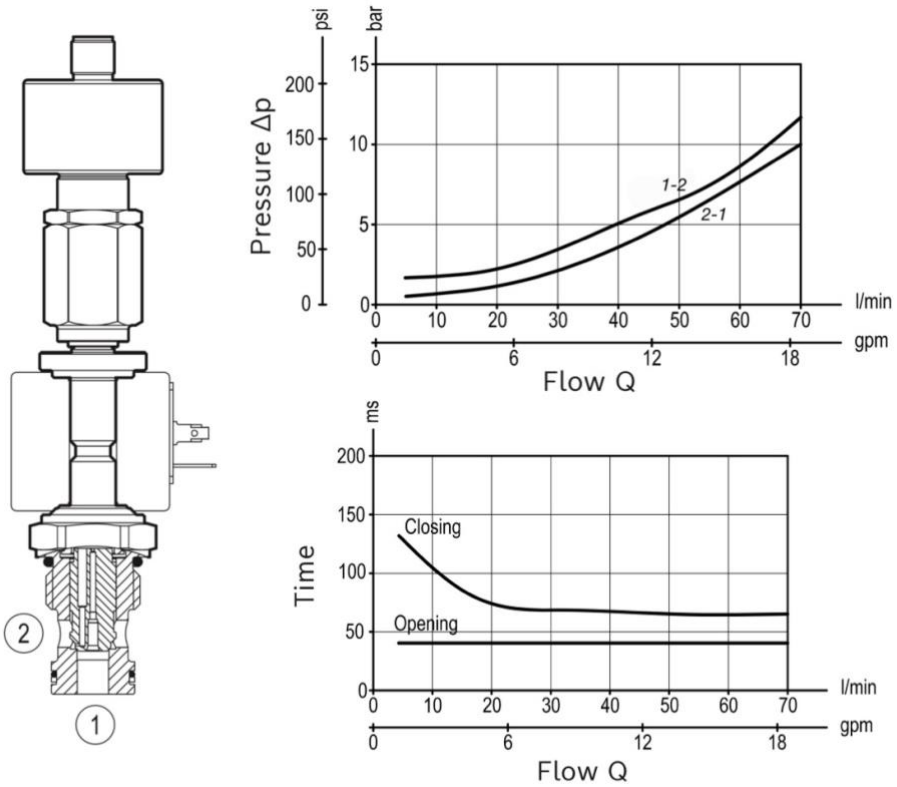


Figura 15. *Elettrovalvola 2/2 NO monitorabile Bosch Rexroth. [21]*

In termini di caduta di pressione, il design Bosch Rexroth risulta il migliore tra i tre punti di riferimento. Tuttavia, è necessario precisare che non è del tutto corretto utilizzare questo prodotto come parametro di confronto diretto, poiché il corpo valvola presenta differenze sostanziali rispetto a quello previsto per il nuovo design.
In particolare, il numero e le dimensioni dei fori del corpo valvola sono differenti, comportando una sezione di passaggio per il fluido significativamente diversa.
L'adozione di un corpo valvola differente nel nuovo design, come anticipato nella sezione precedente, è motivata dalla necessità di utilizzare lo stesso corpo dell'elettrovalvola 2/2 NC monitorabile attualmente in fase di prototipazione.
Nonostante queste differenze, le performance di questo design sono state comunque considerate, in quanto rappresentano le prestazioni dell'elettrovalvola che il nuovo progetto si propone di sostituire.

3.2.2.3. DESIGN BOSCH REXROTH – NON MONITORABILE

Di seguito viene riportata la pagina di catalogo relativa all'elettrovalvola 2/2 NO del design Bosch Rexroth.

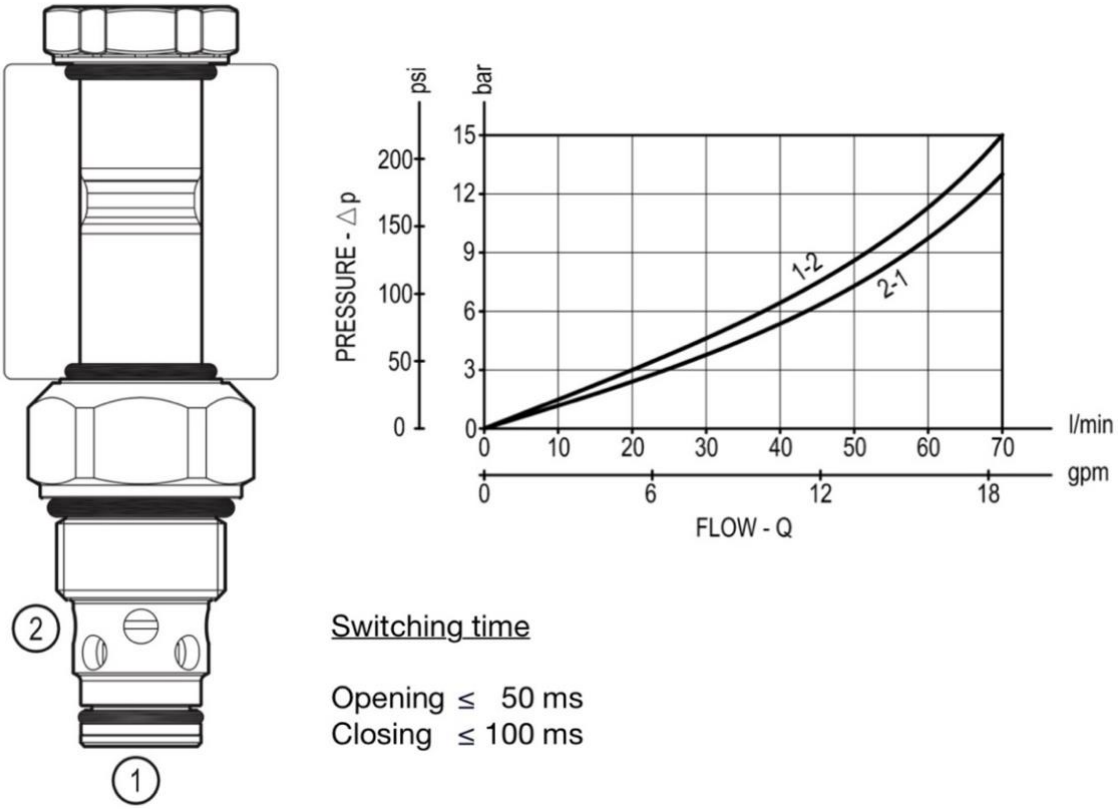


Figura 16. *Elettrovalvola 2/2 NO Bosch Rexroth. [21]*

Le performance di caduta di pressione di questo design sono state adottate come target per il nuovo progetto, in quanto superiori a quelle del design HydraForce.
Sebbene leggermente inferiori rispetto alla versione monitorabile di Bosch Rexroth, si è ritenuto accettabile questo compromesso, privilegiando un guadagno in termini di economia di produzione e compatibilità con componenti standardizzati già utilizzati nel design delle elettrovalvole monitorabili NC.

3.2.2.4. CALCOLO PRELIMINARE DELLA SEZIONE DI PASSAGGIO MINIMA

Una volta definiti gli obiettivi di performance in termini di caduta di pressione, è stato eseguito un calcolo preliminare per stimare la sezione di passaggio minima necessaria a garantire il rispetto del valore desiderato.
La formula utilizzata è la seguente:

$$\Delta p = \frac{1}{2}\,\rho\,\frac{Q_v^2}{C_d^2}\left(\frac{1}{A_o}+\frac{1}{A_f}\right) \qquad [14]$$

dove A_f rappresenta la sezione di passaggio attraverso i fori del corpo valvola e A_o la sezione di passaggio all'ingresso del corpo valvola.

Nota la caduta di pressione massima ammissibile (Δp), la portata volumetrica (Q_v), la densità del fluido (ρ), la sezione A_f e una stima del coefficiente di efflusso (C_d), la formula è stata applicata ricavando il valore minimo di A_o necessario affinché la caduta di pressione non superi il valore target. necessaria affinché la caduta di pressione non superi il valore target.
Questo calcolo ha permesso di fissare la prima condizione funzionale della valvola, ovvero la corsa minima dell'otturatore di controllo.

3.2.3. Dimensionamento delle corse valvola

Il passo successivo nello sviluppo del nuovo design è consistito nel determinare le corse funzionali della valvola, fondamentali per assegnare dimensioni e tolleranze ai componenti da progettare, in relazione a quelli già esistenti.
Per il calcolo delle corse è stato eseguito prima un calcolo aritmetico *Worst Case*, al fine di ricavare i valori estremali teorici possibili, poi un calcolo statistico tramite simulazioni *Monte Carlo*, per valutare la distribuzione probabilistica dei valori di corsa.

3.2.3.1. CORSE FUNZIONALI DELLA VALVOLA

La funzione principale della valvola consiste nel consentire o interrompere il passaggio del fluido.
Di primaria importanza è la corretta progettazione della parte elettromagnetica, fondamentale per garantire la chiusura affidabile della valvola.
Le corse funzionali della valvola, mostrate nelle figure 17 e 18, sono le seguenti:

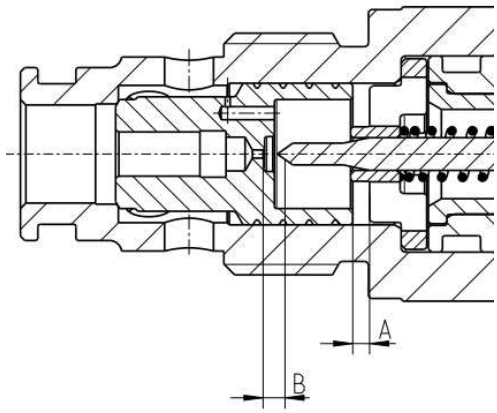


Figura 18. *Corse funzionali valvola (A e B).*

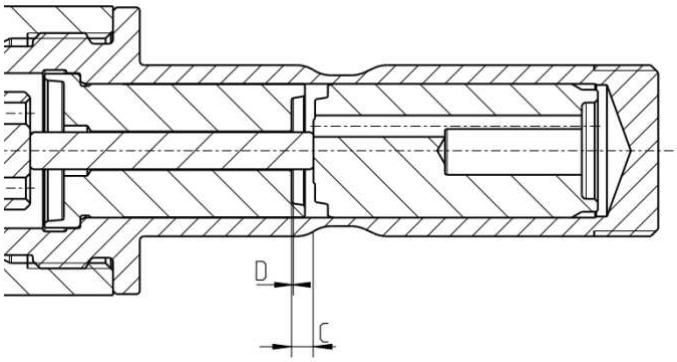


Figura 17. *Corse funzionali valvola (C e D).*

A – **Corsa dell'otturatore di controllo**
Determina la caduta di pressione attraverso la valvola.

B – **Corsa dello spillo pilota**
Determina la corsa necessaria per passare dalla condizione di riposo (valvola completamente aperta) alla posizione di lavoro (valvola chiusa).

C – **Corsa del nucleo magnetico mobile**
Determina la distanza tra il nucleo magnetico mobile e quello fisso, influenzando direttamente la forza elettromagnetica.

D – **Traferro**

Garantisce che, durante la corsa degli organi mobili, la valvola risulti completamente chiusa prima che il nucleo mobile arrivi in battuta rispetto al nucleo fisso.

Un requisito fondamentale da rispettare è far si che la corsa *B* risulti maggiore della corsa *A*, altrimenti lo spillo pilota terminerebbe la corsa mentre la valvola è ancora aperta.
Confrontando la corsa minima *A* ricavata al paragrafo *3.2.2.4.* con quella del design dell'elettrovalvola 2/2 NO (non monitorabile) presente a catalogo Bosch Rexroth, i valori nominali coincidono. Questo risultato era previsto, in quanto i due design condividono una parte idraulica molto simile. Poiché la parte idraulica deve svolgere la stessa funzione, si è scelto di replicare anche il valore della corsa *B* del design dell'elettrovalvola 2/2 NO (non monitorabile) presente a catalogo Bosch Rexroth, in quanto nel tempo ha dimostrato ottime performance rispetto ai competitor in termini di caduta di pressione. La corsa *C* è fondamentale per il corretto funzionamento dei componenti elettrici, in quanto determina la forza con cui il nucleo mobile viene attratto dal nucleo fisso per effetto dell'elettromagnetismo. Per la condizione funzionale *D*, si è scelto di mantenere lo stesso valore utilizzato come standard di progettazione Bosch Rexroth.

3.2.3.2. VERIFICHE DI ASSEMBLAGGIO

Oltre alle corse funzionali principali, sono stati considerati due ulteriori parametri legati alla facilità di assemblaggio, mostrati in Figura 19.

E – **Gioco assiale parte idraulica**

L'esistenza di un gioco assiale facilita il montaggio dei componenti della parte idraulica della valvola.

F – **Gioco assiale parte elettromagnetica**

L'esistenza di un gioco assiale consente la corretta installazione del nucleo magnetico all'interno del cannotto.

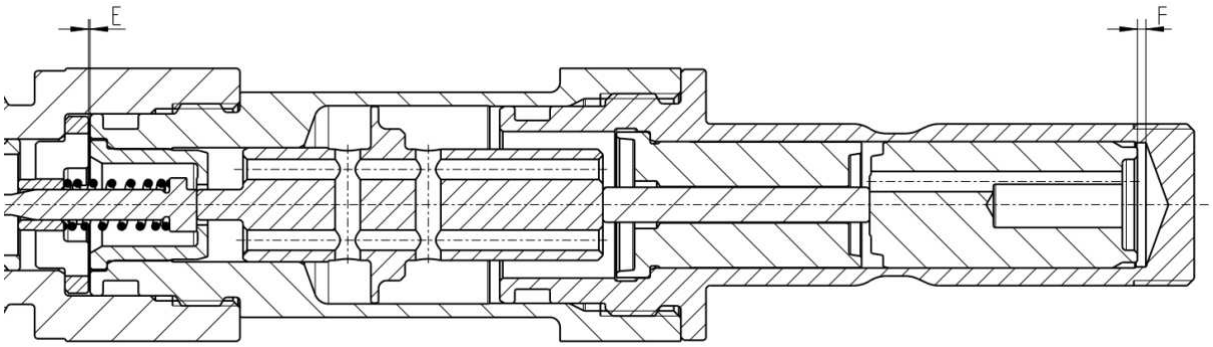


Figura 19. *Corse valvola per assemblaggio.*

3.2.4. Dimensionamento della molla elastica

Una volta definite le corse funzionali della valvola, è stato necessario progettare l'alloggiamento della molla elastica. La molla ha il compito di garantire la posizione di riposo normalmente aperta in assenza di alimentazione elettrica e, al tempo stesso, deve opporsi con una forza inferiore rispetto a quella generata dal campo elettromagnetico durante l'attivazione.
In caso contrario, l'elettrovalvola non riuscirebbe a chiudersi correttamente.

Il punto di partenza per il calcolo è stato il grafico della forza elettromagnetica generata dal gruppo bobina-nucleo ferromagnetico in funzione della distanza tra nucleo mobile e quello fisso (Figura 20).
La curva riportata rappresenta l'andamento medio ricavato da cinque campioni testati al banco prova aziendale.
In ascissa è rappresentata la distanza normalizzata rispetto al valore massimo (100% corrisponde alla distanza iniziale a nucleo mobile completamente distanziato), mentre in ordinata è riportata la forza elettromagnetica normalizzata rispetto al valore massimo misurato.

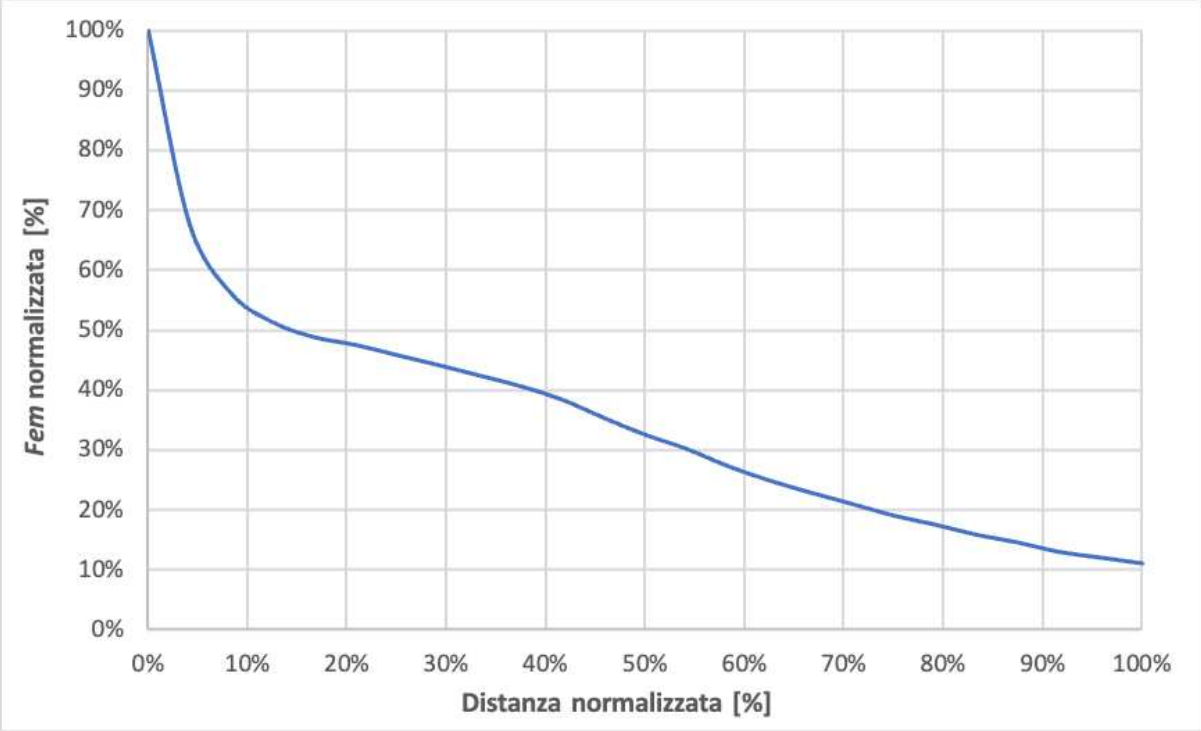


***Figura 20**. Andamento normalizzato della forza elettromagnetica in funzione della distanza.*

Si osserva come, alla distanza massima (100% di corsa da compiere), la forza elettromagnetica risulti contenuta, mentre cresca rapidamente con l'avvicinarsi dei due nuclei.

La molla elastica, attraverso il suo alloggiamento, deve contemporaneamente soddisfare tre requisiti funzionali fondamentali:

1. **Condizione di riposo (valvola aperta)**
   La molla deve mantenere la valvola in posizione aperta, garantendo un margine di sicurezza pari a cinque volte il peso dei componenti che gravano su di essa:
   $Fe_{min} > 5 \sum_{i=1}^{n} m_i \, g$
   dove m_i è la massa dell'i-esimo componente.

La condizione peggiore si verifica quando la molla esercita la sua forza elastica minima (tolleranza verso il basso) ed è montata in un alloggiamento con dimensioni massime, che corrisponde alla condizione di minima compressione.

2. **Condizione di chiusura (valvola eccitata)**
   Affinché la valvola possa chiudersi correttamente, la forza elastica della molla deve essere sempre inferiore alla forza elettromagnetica generata dal gruppo bobina-nucleo ferromagnetico:
   $Fem_{min} > Fe_{max}$
   La condizione peggiore si verifica quando il nucleo mobile si trova alla massima distanza dal nucleo fisso (condizione che determina la minima forza elettromagnetica disponibile) e la molla si trova nella configurazione di massima compressione (condizione che determina la massima forza elastica).

3. **Riapertura (dopo diseccitazione)**
   Quando l'alimentazione elettrica viene interrotta, la molla deve esercitare una forza sufficiente a vincere la pressione agente sul pilotaggio, che tende a mantenere chiuso lo spillo pilota:
   $Fe_{min} > Fp$
   dove $Fp = p\,\pi\left(\frac{D}{2}\right)^2$ è la forza che agisce sulla base dello spillo pilota per effetto della pressione di pilotaggio, p è la pressione di esercizio nel circuito e D è il diametro di riferimento.
   La condizione peggiore si verifica quando la molla è montata nell'alloggiamento massimo (condizione che comporta la minima compressione e quindi la minima forza elastica) e la corsa di chiusura B è al suo valore minimo (condizione che comporta la minore deformazione della molla durante la chiusura e quindi la minima forza elastica disponibile per la riapertura).

L'analisi ha mostrato come nessuna delle molle disponibili nel database aziendale fosse in grado di soddisfare contemporaneamente tutti i requisiti.
Per questo motivo, sono state valutate in parallelo due soluzioni progettuali alternative:

⇒ **Sistema a singolo stacco**
Utilizzo di una nuova molla dedicata, da dimensionare e richiedere al fornitore.

⇒ **Sistema a doppio stacco**
Impiego di due molle già esistenti, combinate per ottenere la risposta elastica desiderata.

3.2.4.1. SISTEMA A SINGOLO STACCO

Il sistema a singolo stacco rappresenta la soluzione più semplice dal punto di vista funzionale.
Grazie al numero ridotto di componenti, infatti, si riduce anche la necessità di manutenzione e il rischio di guasti.

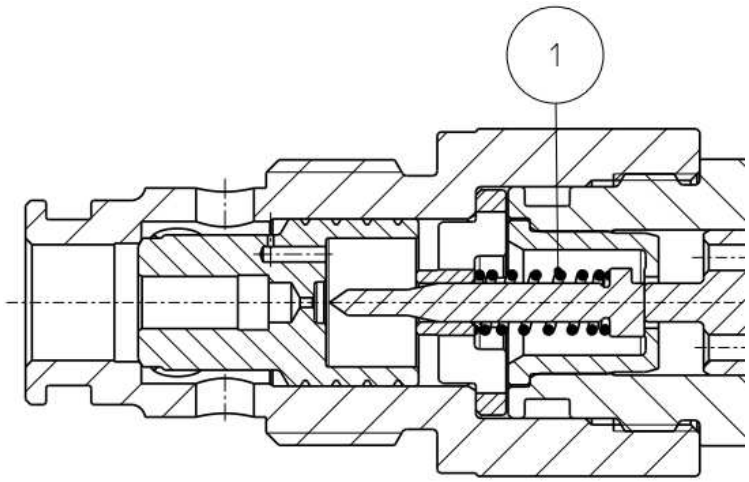


Figura 21. *Sistema a singolo stacco.*

La molla per il sistema a singolo stacco è stata parametrizzata nel software SF3 per ottenere una caratteristica adatta alle specifiche del progetto.

Il grafico di Figura 22 mostra il confronto tra la forza elastica della molla e la forza elettromagnetica generata dal gruppo bobina–nucleo ferromagnetico, entrambe espresse in forma normalizzata in funzione della distanza normalizzata tra nucleo mobile e nucleo fisso.
Sull'asse delle ordinate è riportata la forza normalizzata rispetto al valore massimo della forza elettromagnetica, mentre sull'asse delle ascisse è rappresentata la distanza normalizzata rispetto alla corsa massima del nucleo mobile.

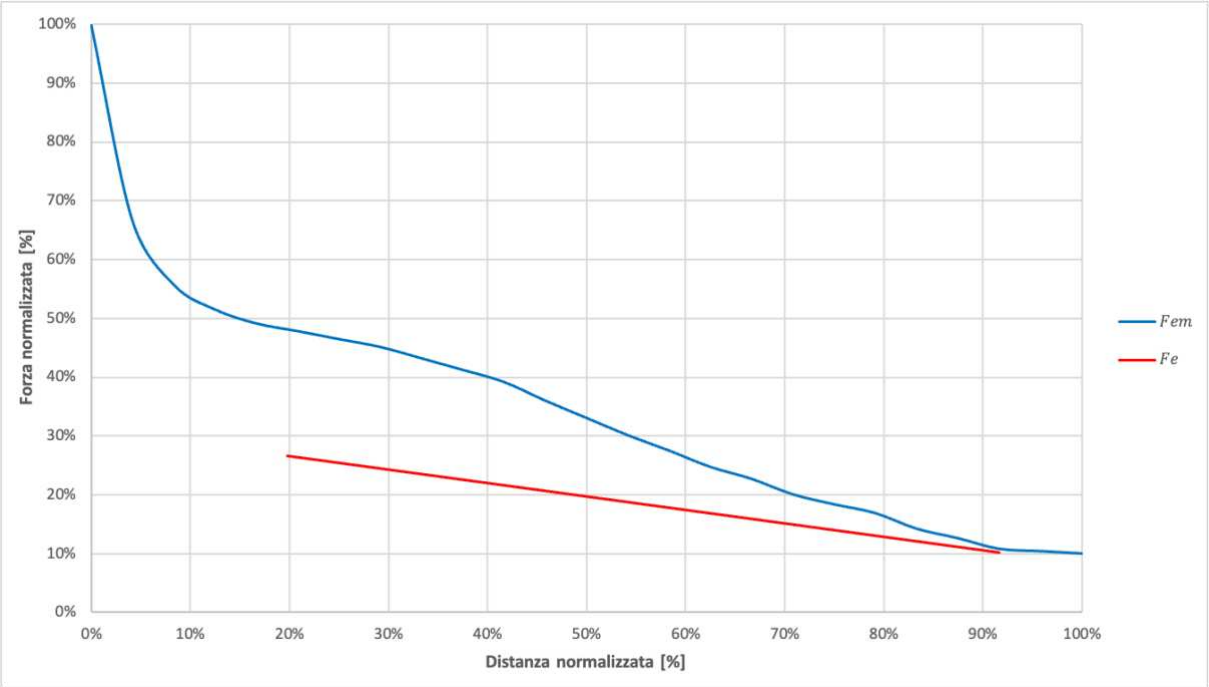


Figura 22. *Andamento normalizzato di Fem e Fe in funzione della distanza (sistema a singolo stacco).*

Il grafico rappresenta la condizione più sfavorevole: la curva di forza elettromagnetica corrisponde al caso meno prestante tra quelli misurati, mentre la curva di forza elastica è riferita alla configurazione più favorevole per la molla.
Tale combinazione identifica la condizione peggiore per la chiusura della valvola, in quanto la spinta elettromagnetica risulta minima mentre la resistenza elastica è massima.

Infine, è stato richiesto un preventivo al mollificio fornitore dell'azienda per la produzione della molla secondo le specifiche ottenute.

3.2.4.2. SISTEMA A DOPPIO STACCO

Il sistema a doppio stacco rappresenta una soluzione più complessa rispetto al sistema a singolo stacco, in quanto richiede due componenti aggiuntivi: una molla supplementare e una boccola progettata per alloggiare correttamente entrambe le molle (componente 3 di Figura 23).

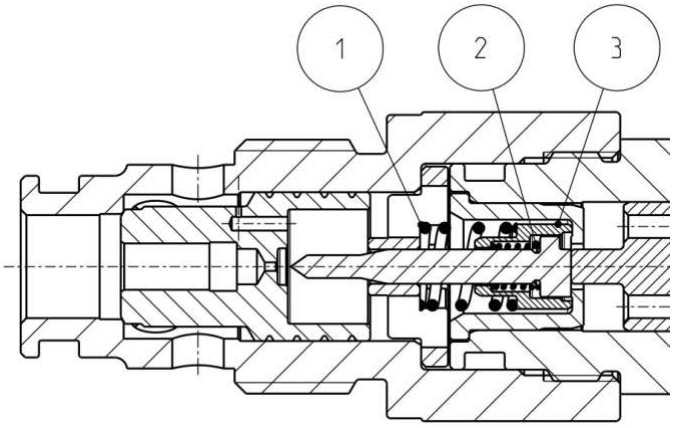


Figura 23. *Sistema a doppio stacco.*

Il grafico seguente mostra la relazione tra la forza elettromagnetica generata dal gruppo bobina-nucleo ferromagnetico e la forza elastica complessiva delle molle, entrambe espresse in forma normalizzata in funzione della distanza normalizzata tra nucleo mobile e nucleo fisso.

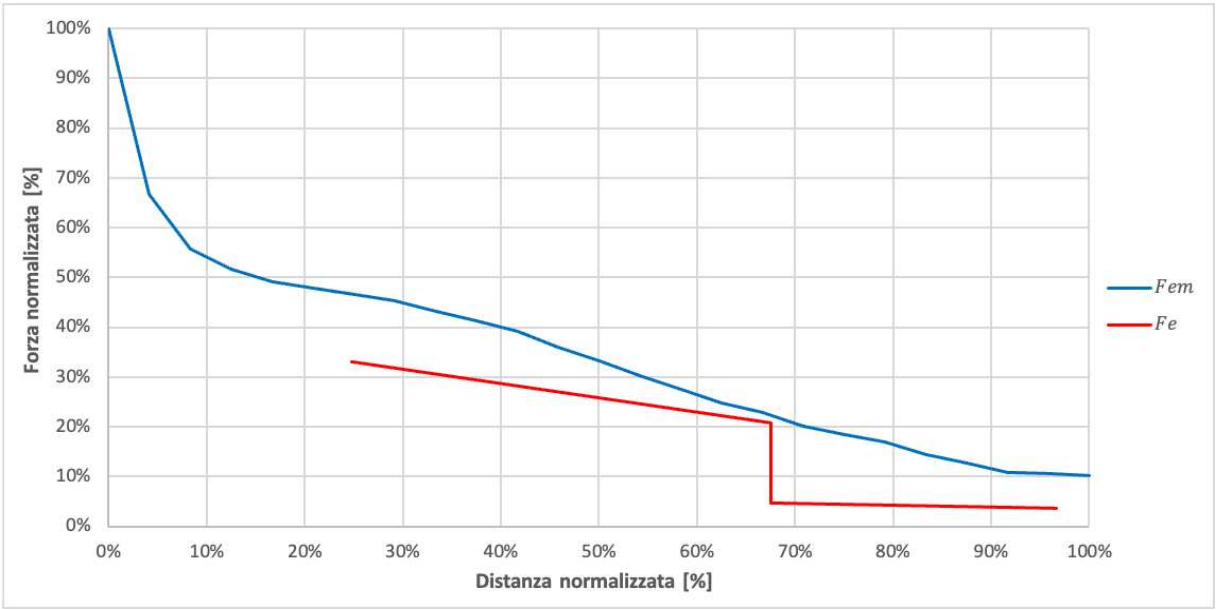


Figura 24*. Andamento normalizzato di Fem e Fe in funzione della distanza (sistema a doppio stacco).*

Anche in questo caso è riportata la condizione più sfavorevole, ossia la combinazione tra la curva elettromagnetica meno prestante e la curva elastica più favorevole.
Tale configurazione rappresenta la situazione limite rispetto al requisito di chiusura della valvola, in quanto la spinta elettromagnetica disponibile è minima mentre la resitenza elastica complessiva è massima.

3.2.4.3. CONSIDERAZIONE SULLE SOLUZIONI ADOTTATE

Entrambe le soluzioni, a singolo e doppio stacco, sono state sviluppate e portate avanti fino alla fase di simulazione dinamica, al fine di valutarne il comportamento durante il funzionamento della valvola e confrontare le prestazioni dei due sistemi.

3.2.5. Interazione sensore-elemento sensibile

In questa sezione viene illustrata la logica progettuale adottata per garantire un rilevamento affidabile della posizione dell'elemento sensibile della valvola.
Il sensore magnetico utilizzato, analogo a quello già impiegato nel design HydraForce, si basa sul principio fisico dell'effetto Hall: esso genera un segnale elettrico ogni volta che rileva una variazione significativa del campo magnetico.
Per produrre tale variazione, è stato previsto un elemento mobile ferromagnetico, denominato anche elemento sensibile, collegato direttamente agli organi mobili della valvola.
La sua geometria comprende una lamella, appositamente concepita per modificare il campo magnetico in prossimità del sensore e generare l'attivazione del segnale in uscita.

Idealmente, il segnale dovrebbe essere generato in corrispondenza della chiusura della valvola.
Tuttavia, le inevitabili variazioni dimensionali dovute alle tolleranze geometriche rendono impossibile garantire questa condizioni in ogni situazione.
Per evitare scenari indesiderati, come una valvola effettivamente chiusa ma non rilevata dal sensore, si è scelto di anticipare leggermente l'attivazione, in modo da segnalare la chiusura poco prima che essa avvenga realmente.
Le figure seguenti chiariscono il principio di funzionamento del sistema.

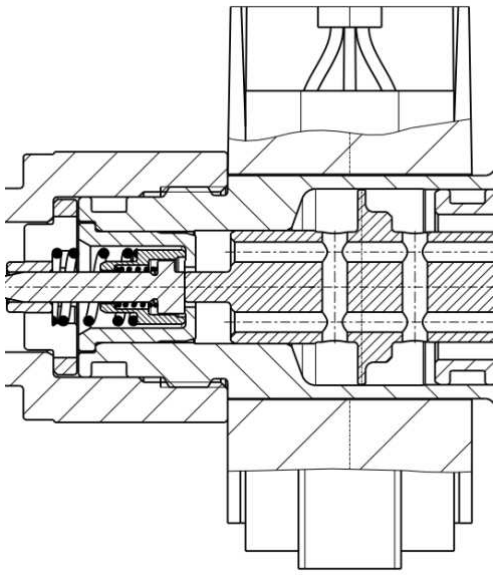


Figura 25. *Vista in sezione della valvola con evidenza della mezzeria del sensore e della lamella.*

In Figura 25 sono riportati l'asse di mezzeria della lamella dell'elemento sensibile e quello del sensore magnetico: nella condizione di riposo (valvola normalmente aperta) la lamella si trova a destra rispetto alla mezzeria del sensore.

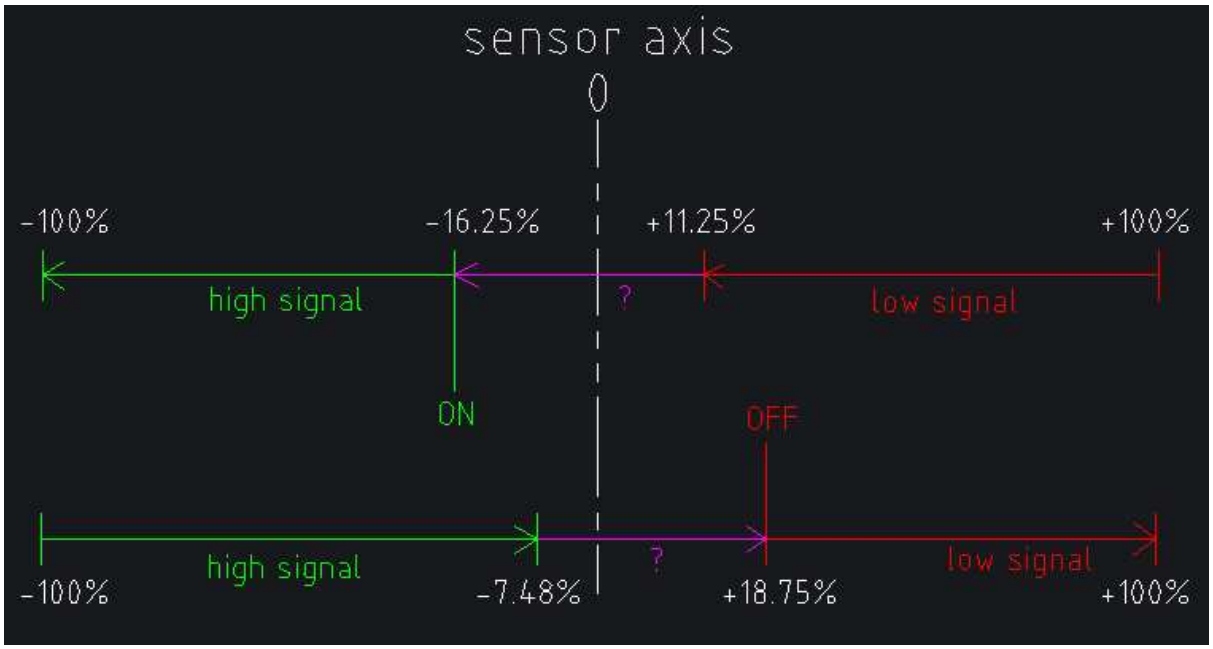


Figura 26. *Bande di commutazione ON/OFF del sensore magnetico.*

Lo schema in Figura 26 mostra invece le tre bande di rilevazione, individuate in funzione della mezzeria del sensore magnetico, che costituisce il riferimento principale.
I valori riportati in ascissa sono espressi in percentuale della corsa della lamella, dove 100% corrisponde alla corsa massima.

- **Banda rossa** (**OFF**)
  Nessuna variazione significativa del campo magnetico, quindi nessun segnale.

- **Banda rosa** (**zona incerta**)
  Presenza di variazioni deboli, con possibilità di attivazione non affidabile.

- **Banda verde** (**ON**)
  Variazione netta del campo magnetico, con rilevazione sicura del segnale.

La logica di progetto è stata quindi la seguente: a valvola aperta, la lamella si trova interamente nella banda rossa, evitando falsi segnali.
Durante l'attuazione elettromagnetica, lo spostamento del sistema mobile porta progressivamente la lamella verso la banda verde, dove il sensore rileva in modo univoco la condizione di chiusura.
Poiché la corsa effettiva degli organi mobili è influenzata dalle tolleranze dimensionali, il posizionamento della lamella è stato studiato per garantire l'ingresso completo nella banda verde in tutte le condizioni possibili.

In particolare, sono stati analizzati due casi limite:

- **Corsa minima di chiusura e massima distanza assiale sensore-lamella**
  In questa condizione il segnale deve comunque essere attivato al termine della corsa, evitando la mancata rilevazione.
  In pratica, la chiusura viene segnalata una volta completato circa il 99% della corsa.

- **Corsa massima di chiusura e minima distanza assiale sensore-lamella**
  questa condizione rappresenta la situazione opposta, la più distante dall'ideale di rilevazione esattamente in coincidenza con la chiusura.
  In questo caso, il segnale viene generato al raggiungimento del 77% della corsa.

Questa scelta consente di garantire, in ogni condizione di tolleranza, una rilevazione sicura e ripetibile, evitando il rischio di una valvola chiusa ma non segnalata come tale.

3.2.6. Ottimizzazione ingombro assiale

Per ridurre l'ingombro assiale della valvola si è valutata una modifica della lunghezza della boccola che ospita il sensore, studiando al contempo una nuova soluzione di mantenimento in posizione del sensore rispetto all'attuale sistema basato su molla elastica.
Questa proposta progettuale ha richiesto anche l'analisi del design dell'elettrovalvola 2/2 NC monitorabile, attualmente in fase di prototipazione.
Come anticipato nel paragrafo *3.2.1.*, infatti, la boccola che accoglie il sensore deve essere comune a tutta la famiglia di elettrovalvole 2/2 monitorabili. Di conseguenza, ogni modifica a tale componente avrebbe un impatto diretto anche sul design della versione normalmente chiusa.

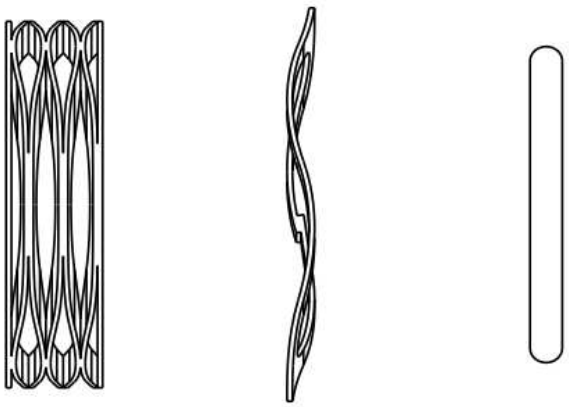


Figura 27. *Soluzioni di fissaggio.*

Figura 27 mostra l'attuale soluzione (a sinistra), costituita da una molla elastica a tre spire, e le due nuove proposte (a destra), rispettivamente una molla elastica con una sola spira e un O-ring.

In Figura 28 è rappresentato l'alloggiamento in questione (variabile *G*).

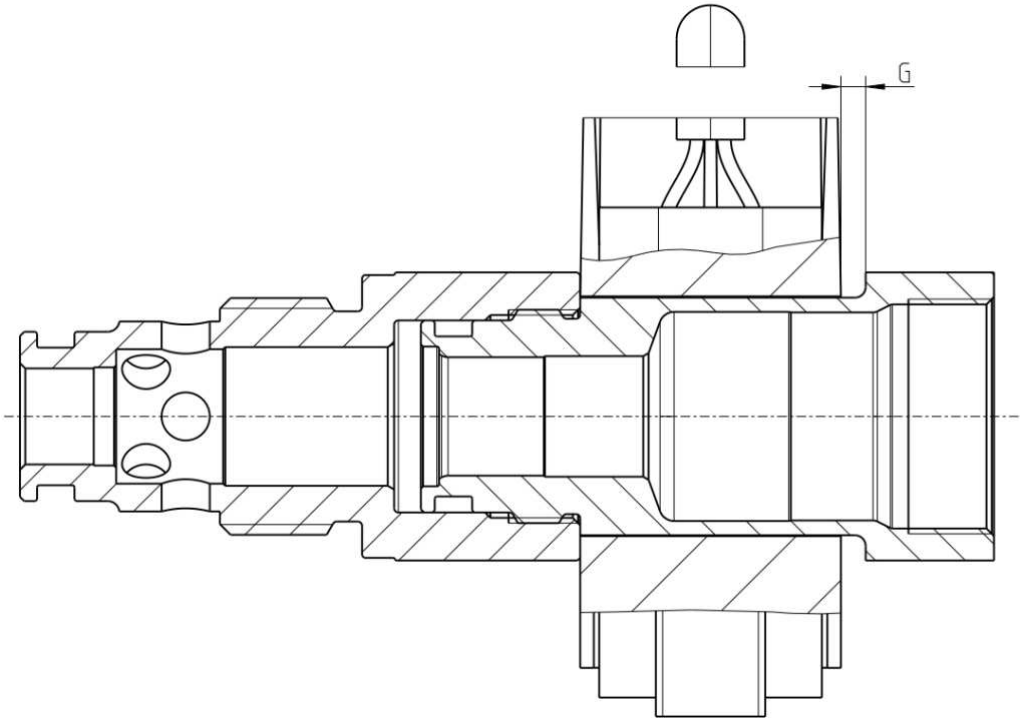


Figura 28. *Vista in sezione della valvola con evidenza dell'alloggiamento sensore e distanza G.*

Durante la progettazione di questo componente sono stati fissati due requisiti fondamentali:

- Il sensore non deve generare falsi segnali anche se sottoposto ad accelerazioni fino a 5g.
- La compressione applicata al componente non deve superare il valore massimo consentito.

Per rispettare entrambe le condizioni è stato sviluppato un alloggiamento in grado di ospitare sia la soluzione con molla elastica sia quella con O-ring, così da mantenere la possibilità di scegliere l'opzione definitiva in una fase successiva, sulla base dei risultati delle prove sperimentali.

3.2.6.1. MOLLA ELASTICA

È stata analizzata una nuova molla elastica con ingombro assiale ridotto rispetto a quella attualmente impiegata, in quanto costituita da una sola spira, a differenza delle tre presenti nella versione in uso.
Per la sua validazione sono state analizzate due condizioni limite:

- **Sostentamento del sensore fino a 5g**
  La condizione più critica si verifica quando l'alloggiamento si trova al massimo della tolleranza dimensionale, comportando una compressione minima della molla.
  In questo caso deve essere rispettata la seguente relazione:
  $Fe > 5\, m_{sensore}\, g$

- **Compressione massima**
  La condizione più gravosa si ha quando l'alloggiamento è al minimo della tolleranza, questo comporta la massima compressione della molla.
  La verifica consiste nell'assicurarsi che la lunghezza di lavoro della molla a fine compressione rimanga sempre maggiore della sua lunghezza solidale:
  $L_2 > L_n$

Questa soluzione presenta alcuni aspetti positivi, tra cui la caratteristica elastica ben definita e la stabilità delle proprietà meccaniche nel tempo e al variare delle condizioni ambientali, grazie al materiale impiegato (acciaio inox).
L'unico limite riscontrato è il costo unitario più elevato rispetto ad altre soluzioni alternative.

3.2.6.2. O-RING

È stata presa in considerazione anche la possibilità di utilizzare un O-ring come elemento di sostentamento del sensore, soluzione che presenta un significativo vantaggio in termini di costo unitario.
Ai fini della validazione, sono state analizzate due condizioni limite:

- **Sostentamento del sensore fino a 5g**
  La situazione più critica si verifica quando l'alloggiamento si trova al valore massimo della sua tolleranza dimensionale e, contemporaneamente, l'O-ring è caratterizzato dal valore minimo della corda.
  In tale condizione la compressione dell'O-ring risulta minima, è tuttavia necessario garantire che la forza elastica sviluppata soddisfi la condizione:
  $Fe > 5\, m_{sensore}\, g$

- **Compressione massima**
  Il caso peggiore si presenta quando l'alloggiamento è al minimo della tolleranza e l'O-ring è caratterizzato dal valore massimo della corda.
  Questa condizione corrisponde al limite superiore di sollecitazione del componente ed è stata confrontata con i dati riportati dal manuale Parker sugli O-ring, i quali definiscono il range ammissibile di compressione per garantire un corretto funzionamento in tenuta statica.

In Figura 29 è riportato l'estratto del manuale che evidenzia tali limiti di accettabilità.

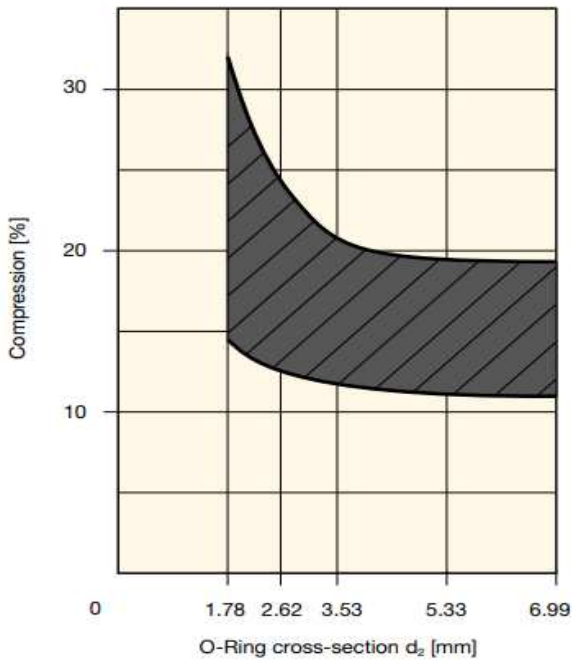


Figura 29. *Range di compressione ammesso per O-ring in tenuta statica. [22]*

3.2.6.3. CONSIDERAZIONI

Sebbene dai calcoli l'O-ring risulta una soluzione teoricamente idonea, permane un'incertezza significativa riguardo al carico elastico effettivo.

Nel design considerato, infatti, la sua compressione non avverrebbe in modo uniforme, ma in maniera disomogenea, condizione che potrebbe favorire fenomeni di estrusione o addirittura rottura.

Un ulteriore limite è rappresentato dall'invecchiamento del materiale: essendo montato all'esterno della valvola, l'O-ring sarebbe esposto agli agenti atmosferici, con il rischio di un progressivo degrado delle proprietà meccaniche ed elastiche.

Per ridurre queste incertezze, sono stati eseguiti sia calcoli analitici sia simulazioni strutturali, così da verificarne l'adeguatezza come elemento elastico.

Tuttavia, alla luce delle considerazioni sopra esposte, si è deciso di proseguire lo sviluppo adottando la soluzione della molla elastica ad una sola spira, ritenuta più affidabile.

L'alloggiamento è stato comunque progettato in modo tale da poter accogliere anche l'O-ring, mantenendo così aperta la possibilità di un suo impiego futuro, qualora ulteriori test ne confermassero la validità dal punto di vista strutturale e la resistenza agli agenti atmosferici.

3.3. SIMULAZIONI DINAMICHE

In questa sezione vengono presentate le simulazioni dinamiche condotte per analizzare il comportamento dell'elettrovalvola in condizioni operative rappresentative.
Attraverso tali analisi è stato possibile valutare parametri fondamentali quali tempi di risposta, comportamento transitorio e prestazioni complessive, ottenendo indicazioni utili per il perfezionamento del progetto.
I risultati delle simulazioni verranno discussi criticamente, evidenziando i punti di forza e le criticità emerse.
Grazie all'impiego combinato di diversi strumenti di simulazione, è stato possibile orientare le scelte progettuali in modo consapevole, definendo un layout ottimizzato sotto il profilo funzionale.

3.3.1. Fondamenti teorici

Le simulazioni dinamiche consentono di analizzare il comportamento di sistemi complessi in condizioni operative realistiche, attraverso modelli matematici e strumenti computazionali.
In questo lavoro sono stai impiegati tre principali approcci: CFD, analisi 0D e FEM.

- **Computational Fluid Dynamics (CFD)**
  La CFD è una metodologia numerica che permette di studiare il comportamento dei fluidi risolvendo le equazioni di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia.
  Il dominio viene discretizzato in una griglia tridimensionale (mesh), all'interno della quale vengono calcolate le grandezze di interesse come pressione, velocità e turbolenza.
  Nel caso studio in esame, la CFD è stata utilizzata per valutare la caduta di pressione attraverso la valvola e la distribuzione delle velocità interne al componente.

- **Analisi 0D a parametri concentrati**
  L'analisi 0D, nota anche come modellazione a parametri concentrati, descrive il comportamento dinamico di un sistema mediante grandezze globali, senza ricorrere a una discretizzazione spaziale del dominio.
  I componenti vengono rappresentati come blocchi funzionali (camere, strozzature, condotti, molle, masse), ciascuno descritto da equazioni che esprimono i bilanci di massa, quantità di moto ed energia in forma media.
  In questo lavoro, tale tecnica è stata impiegata per analizzare la risposta dinamica dell'elettrovalvola, stimando i tempi di apertura e chiusura e confrontando l'efficacia delle diverse soluzioni progettuali considerate.

- **Analisi agli elementi finiti (FEM)**
  La FEM consente di studiare il comportamento meccanico di una struttura sottoposta a carichi e vincoli.
  Il dominio del componente viene suddiviso in elementi finiti collegati tra loro tramite nodi, all'interno di ciascun elemento la soluzione del problema è approssimata tramite funzioni note.
  Questa metodologia permette di valutare sollecitazioni e deformazioni dei principali elementi della valvola, verificando che restino entro limiti ammissibili senza compromettere la funzionalità complessiva del sistema.

3.3.2. Computational Fluid Dynamics

La CFD è stata condotta con il software *Ansys Fluent* per analizzare il comportamento della valvola in termini di caduta di pressione durante l'attraversamento del fluido.
La simulazione prevedeva il posizionamento dell'otturatore di controllo a battuta rispetto alla boccola (elemento 5 in Figura 13), corrispondente a una distanza *A* calcolata nel paragrafo *3.2.3.1*. rispetto al punto di tenuta del corpo valvola, come mostrato in Figura 30, che illustra la configurazione del modello CFD.

Durante la simulazione sono state considerate le seguenti condizioni:

- Direzione di flusso 2→1
- Portata volumetrica costante pari a 75 l/min
- Distanza A minima tra otturatore e punto di tenuta, calcolata considerando le tolleranze dimensionali.

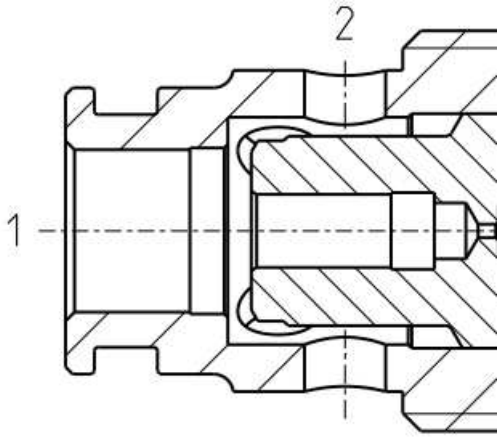


Figura 30. *Configurazione del modello CFD.*

I risultati della simulazione, riportati in Figura 31, mostrano la distribuzione della caduta di pressione normalizzata rispetto al valore target progettuale, assunto come limite massimo accettato.
Nella scala cromatica, lo 0% indica una caduta di pressione pari al target, mentre il 100% corrisponde alla condizione ideale di caduta nulla.

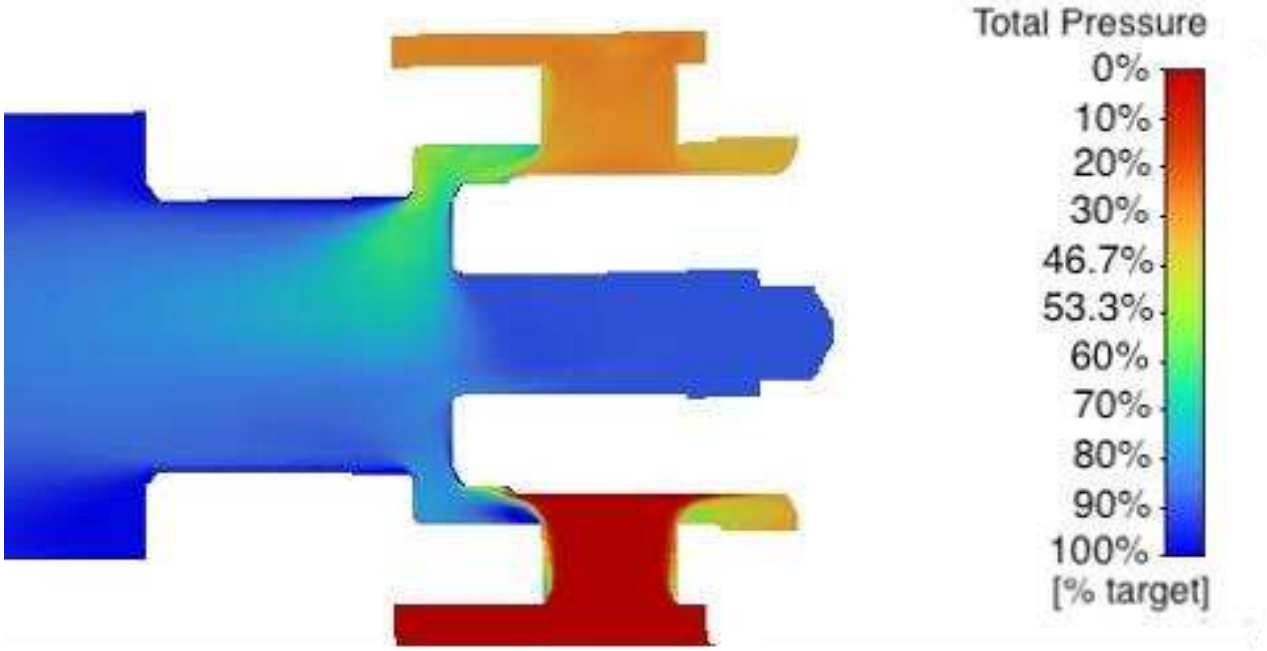


Figura 31. *Risultati CFD in termini di caduta di pressione.*

È importante sottolineare che tale analisi è indipendente dal tipo di sistema adottato (singolo stacco o doppio stacco), in quanto riguarda esclusivamente il comportamento fluidodinamico del componente.
In generale, le simulazioni hanno mostrato una caduta di pressione coerente con i valori stabiliti come obiettivo progettuale, confermando la conformità del design rispetto ai requisiti fluidodinamici prefissati.

3.3.3. Analisi 0D

Tramite l'analisi 0-dimensionale condotta con il software *Simcenter Amesim*, è stato indagato il comportamento della valvola in termini di risposta dinamica del sistema, valutando i tempi di apertura e chiusura dell'elettrovalvola.
Sono stati implementati entrambi i design progettati: il design con sistema a singolo stacco e il design con sistema a doppio stacco.

3.3.3.1. IMPLEMENTAZIONE DEL MODELLO

Figura 32 mostra il modello rappresentativo del sistema a doppio stacco.

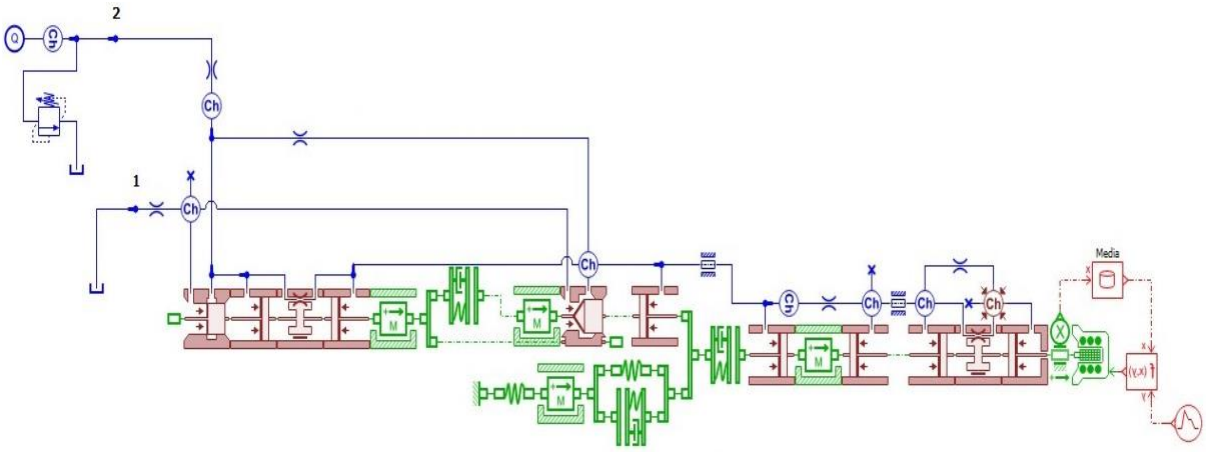


Figura 32. *Modello per l'analisi 0D dell'elettrovalvola 2/2 NO monitorabile.*

- Elementi blu
  Rappresentano il dominio idraulico, ovvero i volumi delle camere della valvola, i condotti e le restrizioni.

- Elementi rossi
  Rappresentano il dominio elettromeccanico, includendo le parti mobili della valvola, le molle elastiche e i componenti meccanici associati all'azionamento.

- Elementi verdi
  Corrispondono al dominio logico, che gestisce le interazioni tra i vari sottosistemi e implementa i comportamenti di controllo.

Il modello consente di simulare il comportamento dinamico della valvola considerando le interazioni tra i domini idraulico, elettromeccanico e logico, permettendo di analizzare le prestazioni del sistema in condizioni operative realistiche.

3.3.3.2. SISTEMA A SINGOLO STACCO

Il modello a singolo stacco è stato simulato in direzione di flusso 2→1, imponendo una portata volumetrica costante e pressione di esercizio fissata.
Sono state considerate tre differenti configurazioni dimensionali dei componenti:

- **Nominale**
  Dimensione nominale dei componenti;
- **Worst Δp**
  Dimensione dei componenti più critica dal punto di vista della caduta di pressione di attraversamento;
- **Worst Fem**
  Dimensione dei componenti più critica dal punto di vista della forza elettromagnetica.

Questa indagine ha consentito di analizzare il comportamento del sistema durante il funzionamento, mettendo in evidenza eventuali criticità e fornendo indicazioni utili per un'ottimizzazione prestazionale.

Il risultato dell'analisi è ripotato in Figura 33 in termini di pressione misurata nel ramo di pilotaggio, rappresentata in funzione del tempo (ascissa) e normalizzata rispetto al valore di esercizio della valvola (ordinata).

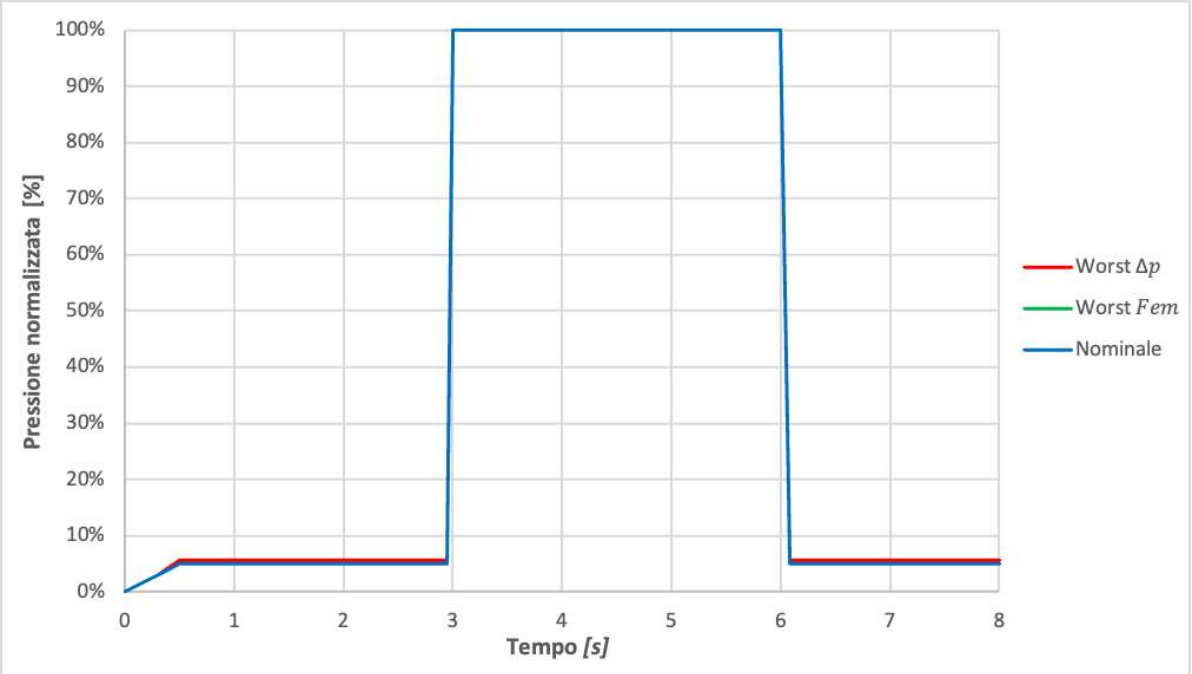


Figura 33. *Andamento pressione normalizzata in funzione del tempo (sistema a singolo stacco).*

Dal grafico si osserva che la valvola esegue correttamente le fasi di chiusura e riapertura.
In particolare:

- In condizione di valvola chiusa, la pressione di pilotaggio raggiunge il 100% del valore di esercizio, corrispondente alla massima pressione nel sistema;
- In condizione di valvola aperta, la pressione si stabilizza su un livello inferiore (circa $5 - 6$ % del valore di esercizio), rappresentativo della caduta di pressione di attraversamento;
- I tratti di salita e discesa della curva consentono di determinare i tempi di risposta del sistema, sia in chiusura che in apertura.

3.3.3.2.1. Caduta di pressione

L'analisi ha evidenziato che, nella configurazione iniziale, nelle condizioni *Nominale* e *Worst* Fem la caduta di pressione misurata si attesta intorno al 5% del valore di esercizio, risultando in linea con il limite prefissato.
Nella condizione *Worst* Δp, invece, essa raggiunge circa il 6% del valore di esercizio, pari a un incremento di circa 12% rispetto a quanto previsto dalle simulazioni CFD, le quali risultavano coerenti con il target progettuale.

Nelle analisi CFD era stata ipotizzata la condizione ideale in cui l'otturatore di controllo raggiunge la posizione di battuta contro la boccola distanziale, garantendo un passaggio del fluido più favorevole.
La simulazione dinamica 0D ha invece mostrato che l'otturatore si arresta in una posizione intermedia, senza raggiungere completamente la battuta.
Tale configurazione riduce la sezione utile al passaggio del fluido e determina un incremento della resistenza idraulica, con conseguente caduta di pressione più elevata del valore atteso.
Per correggere tale scostamento è stato ottimizzato il foro radiale dell'otturatore di controllo.

I risultati della simulazione post-ottimizzazione, riportati in Figura 34, sono espressi con la stessa rappresentazione del grafico di Figura 33 (tempo in ascissa e pressione normalizzata rispetto al valore di esercizio in ordinata).
Essi evidenziano come le prestazioni del sistema siano state ricondotte entro i limiti previsti dal target progettuale.

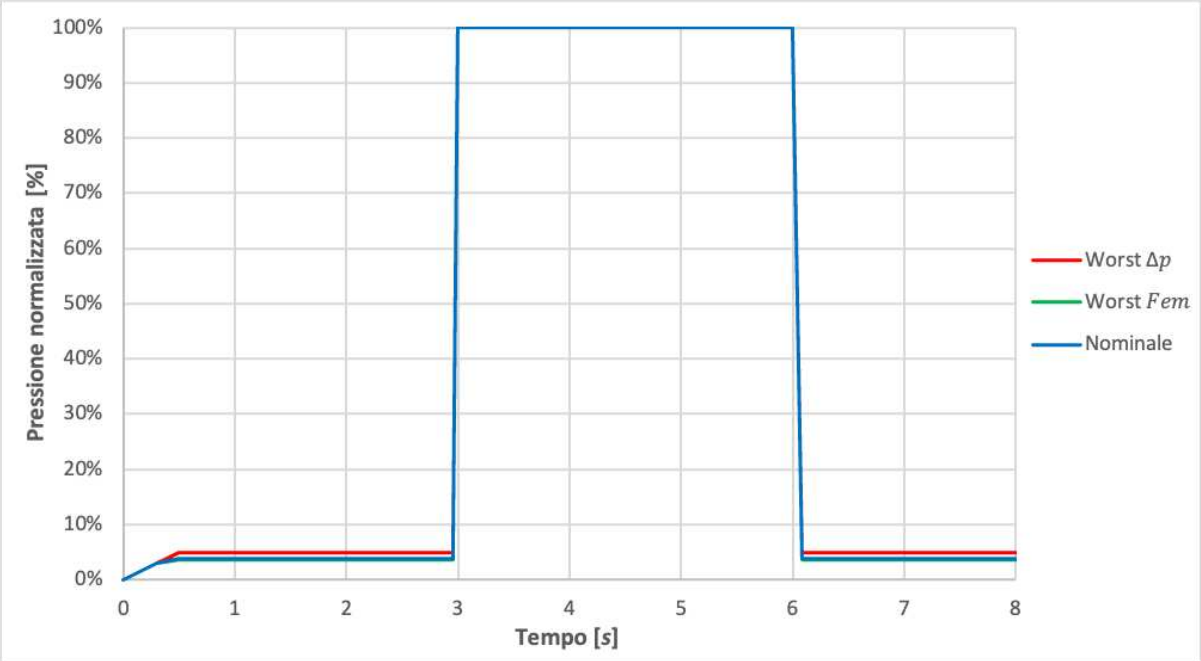


Figura 34. *Andamento pressione normalizzata in funzione del tempo, post-ottimizzazione (sistema a singolo stacco).*

In particolare, la caduta di pressione si attesta intorno al 4% del valore di esercizio nelle condizioni *Nominale* e *Worst* Fem, mentre raggiunge il 5% nella condizione *Worst* Δp, corrispondente al valore limite definito dal target di progetto.

3.3.3.2.2. Tempi di risposta

I tempi di risposta sono stati valutati analizzando i fronti di salita e discesa della curva di pressione di pilotaggio (Figura 33).

Come evidenziato nei grafici ingranditi di Figura 35 e Figura 36, i valori ottenuti risultano pienamente coerenti con i requisiti progettuali sia in apertura che in chiusura.

È importante sottolineare che i tempi di risposta si sono dimostrati conformi al target già nella configurazione iniziale, ovvero prima dell'ottimizzazione del foro radiale dell'otturatore di controllo.

Per completezza, sono riportati i risultati relativi alla configurazione nominale dei componenti, sia pre-ottimizzazione che post-ottimizzazione.

In tutti i grafici, l'ascissa rappresenta il tempo mentre l'ordinata riporta la pressione normalizzata rispetto al valore di esercizio della valvola.

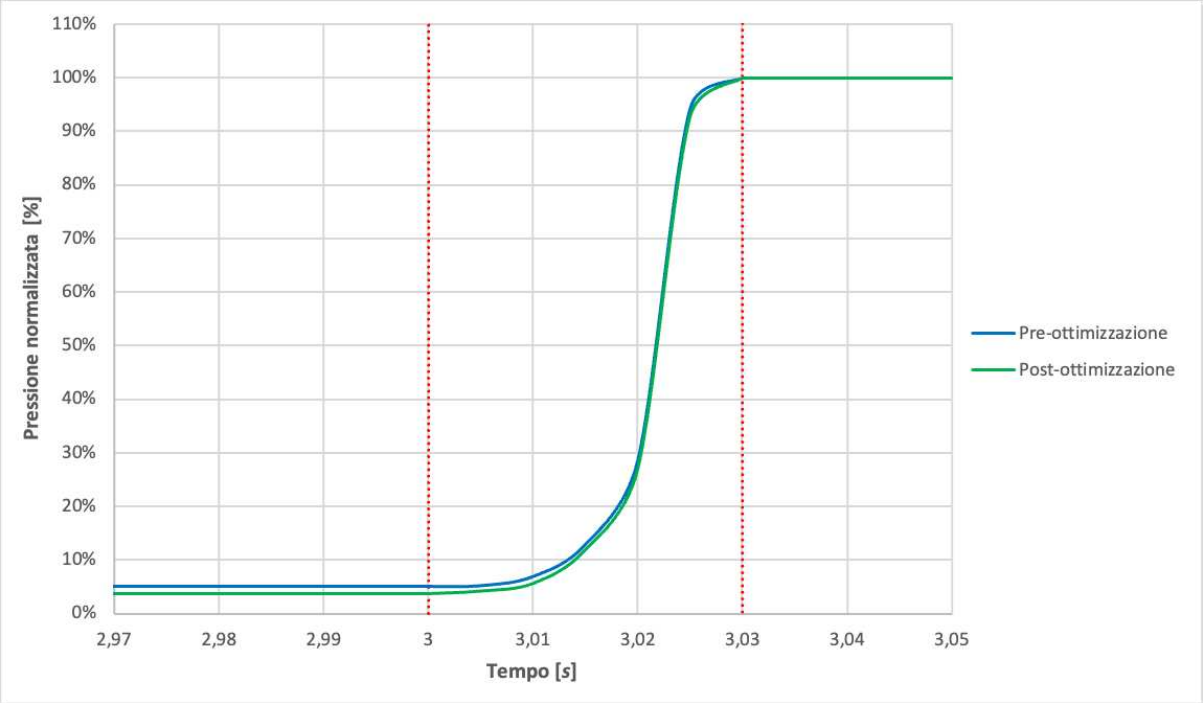


Figura 35. *Andamento pressione normalizzata in chiusura (sistema a singolo stacco).*

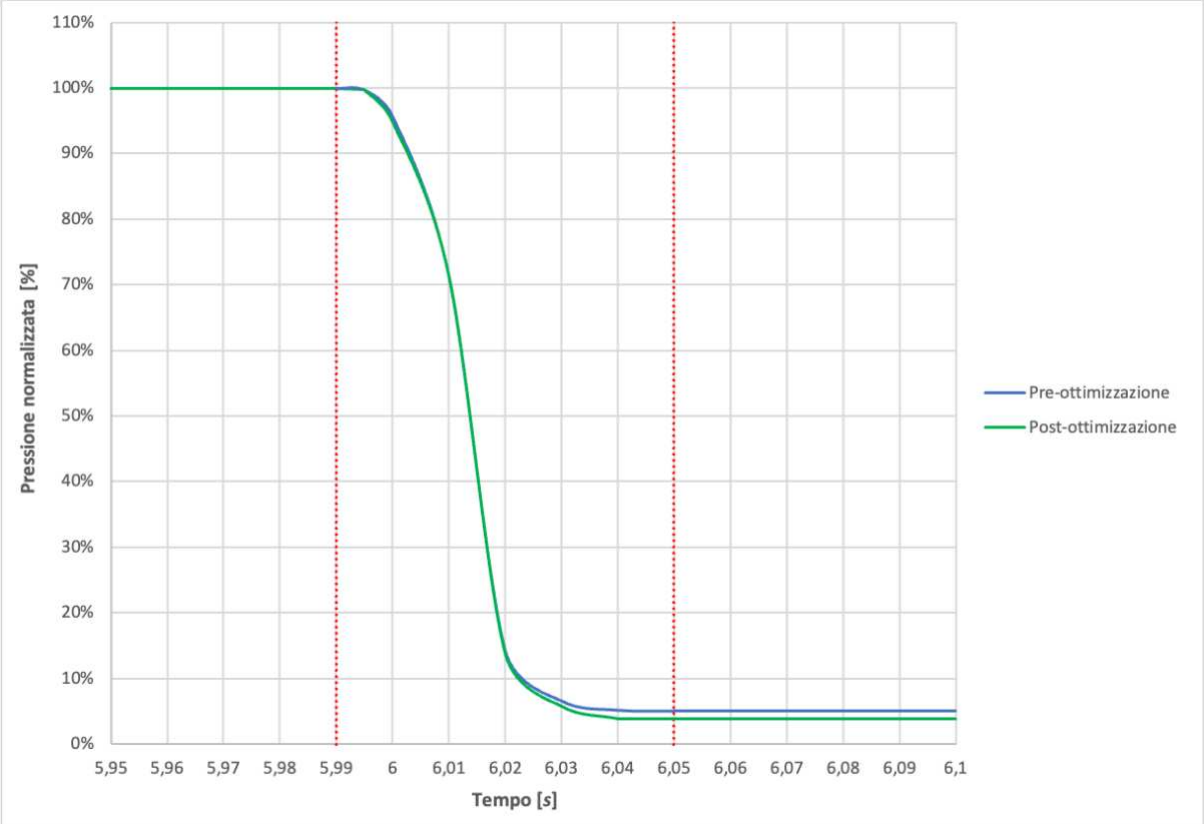


Figura 36. *Andamento pressione normalizzata in apertura (sistema a singolo stacco).*

I risultati confermano che, in entrambe le fasi di funzionamento, i tempi di risposta rispettano pienamente i requisiti di progetto, validando così l'efficacia del design implementato.

3.3.3.3. SISTEMA A DOPPIO STACCO

Il modello a doppio stacco è stato simulato lungo la direzione di flusso 2→1, mantenendo costante la portata volumetrica e fissata la pressione di esercizio.
Le condizioni di simulazione adottate sono le stesse del modello a singolo stacco, considerando quindi tre configurazioni dimensionali dei componenti:

- **Nominale**
  Dimensione nominale dei componenti;
- **Worst Δp**
  Dimensione dei componenti più critica dal punto di vista della caduta di pressione di attraversamento;
- **Worst Fem**
  Dimensione dei componenti più critica dal punto di vista della forza elettromagnetica.

Questa valutazione ha consentito di analizzare il comportamento dinamico del sistema durante il funzionamento, mettendo in luce alcune criticità e fornendo indicazioni utili per l'ottimizzazione delle prestazioni complessive della valvola.

Il risultato dell'analisi è ripotato in Figura 37 in termini di pressione misurata nel ramo di pilotaggio, rappresentata in funzione del tempo (ascissa) e normalizzata rispetto al valore di esercizio della valvola (ordinata).
Il grafico si riferisce alla configurazione con foro radiale dell'otturatore di controllo già ottimizzato.

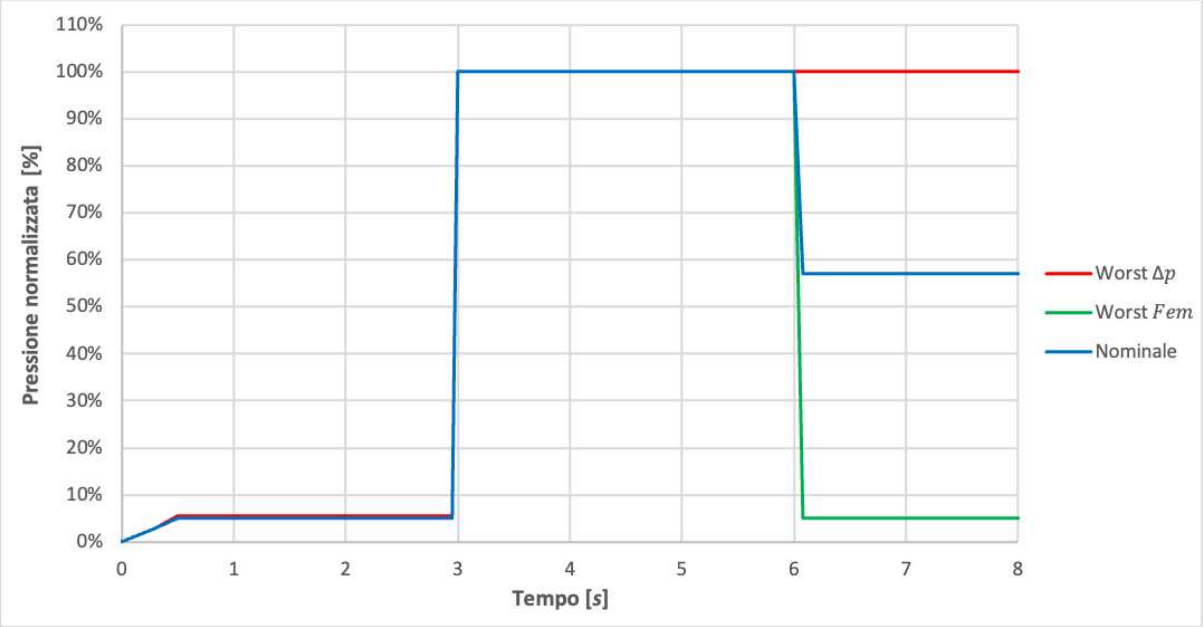


Figura 37. *Andamento pressione normalizzata in funzione del tempo (sistema a doppio stacco).*

La simulazione del sistema a doppio stacco ha mostrato che la valvola raggiunge la corretta chiusura in tutte le condizioni dimensionali considerate.
Tuttavia, una volta rimossa l'alimentazione, in alcune configurazioni il sistema non è stato in grado di garantire una riapertura completa, generando una caduta di pressione eccessiva.
Tale comportamento ha evidenziato la necessità di un intervento di ottimizzazione, descritto nel paragrafo successivo.

3.3.3.3.1. Caduta di pressione

Per chiarire meglio la problematica riscontrata, in Figura 38 è riportata una sezione della valvola con l'indicazione dei parametri principali:

- $L1_1$ e $L1_2$ rappresentano le lunghezze iniziali delle molle 1 e 2 nei rispettivi alloggiamenti;
- $X1$ indica la corsa utile del sistema mobile (nucleo mobile + elemento sensibile + spillo pilota) contrastata dalla sola molla 1.

In questa fase, la molla 2 esercita esclusivamente la forza corrispondente alla lunghezza $L1_2$, senza venire ulteriormente compressa, solo oltre la condizione $X1$ inizia la compressione anche della molla 2.

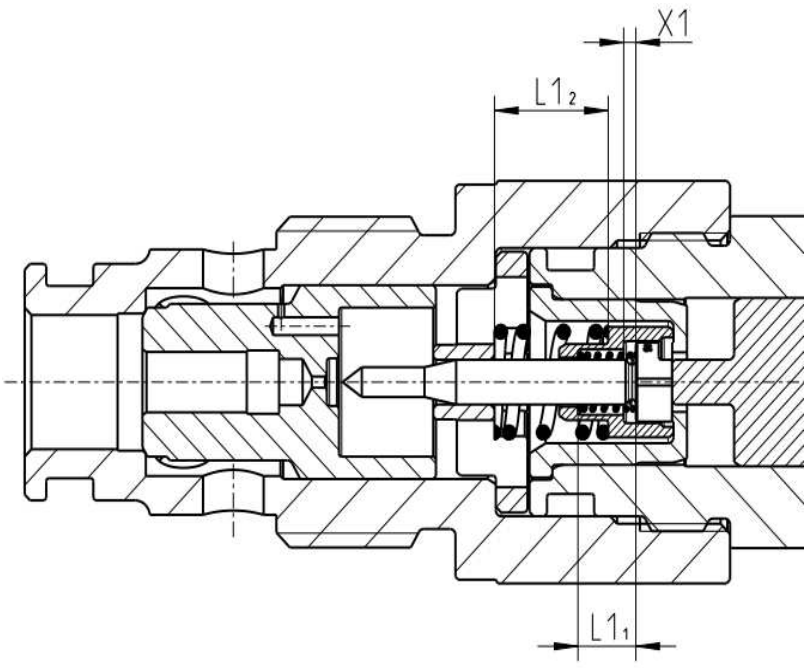


Figura 38. *Vista in sezione della valvola con indicazione dei parametri geometrici.*

Il comportamento anomalo rilevato era riconducibile alla fase di riapertura del sistema: la molla con costante elastica maggiore (molla 2) riusciva a riportare lo spillo pilota in posizione arretrata, mentre la molla 1 non completava il proprio compito a causa dell'elevata pressione residua nel pilotaggio.
Questo impediva una depressurizzazione efficace del pilotaggio e di conseguenza il corretto riavvio della valvola.

Per superare questa criticità, il design è stato modificato affinché lo stacco delle molle avvenisse in una posizione più favorevole alla depressurizzazione.
In particolare, la corsa $X1$ è stata ridotta, permettendo alla molla 2 di riportare lo spillo pilota in una posizione più arretrata e di garantire così una maggiore luce di passaggio per il pilotaggio.
Grazie a tale intervento la valvola è riuscita a riaprirsi correttamente e la caduta di pressione è stata riportata entro i limiti desiderati.
I risultati ottenuti con il design ottimizzato sono riportati in Figura 39.

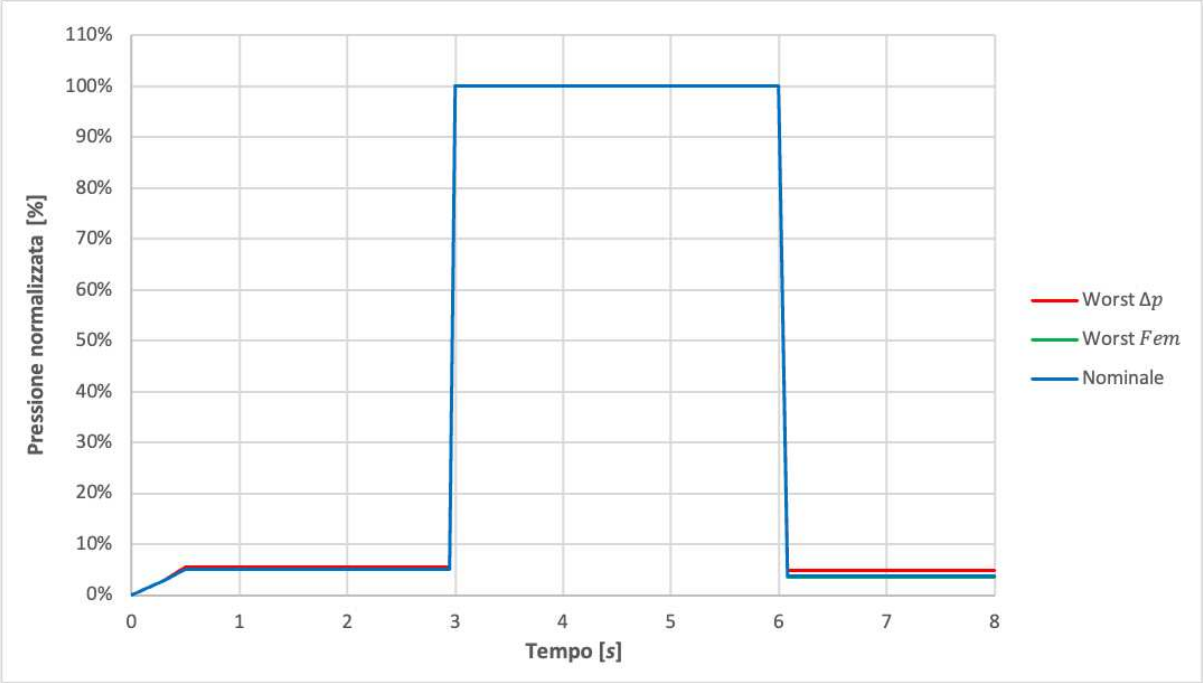


Figura 39. *Andamento pressione normalizzata in funzione del tempo, post-ottimizzazione (sistema a doppio stacco).*

3.3.3.3.2. Tempi di risposta

L'analisi dinamica del sistema a doppio stacco, già comprensivo delle ottimizzazioni introdotte, ha permesso di valutare i tempi di risposta della valvola sia in apertura che in chiusura.

In Figura 40 mostra l'andamento della pressione di pilotaggio durante la fase di chiusura, mentre in Figura 41 è mostrato il comportamento osservato nella fase di apertura.

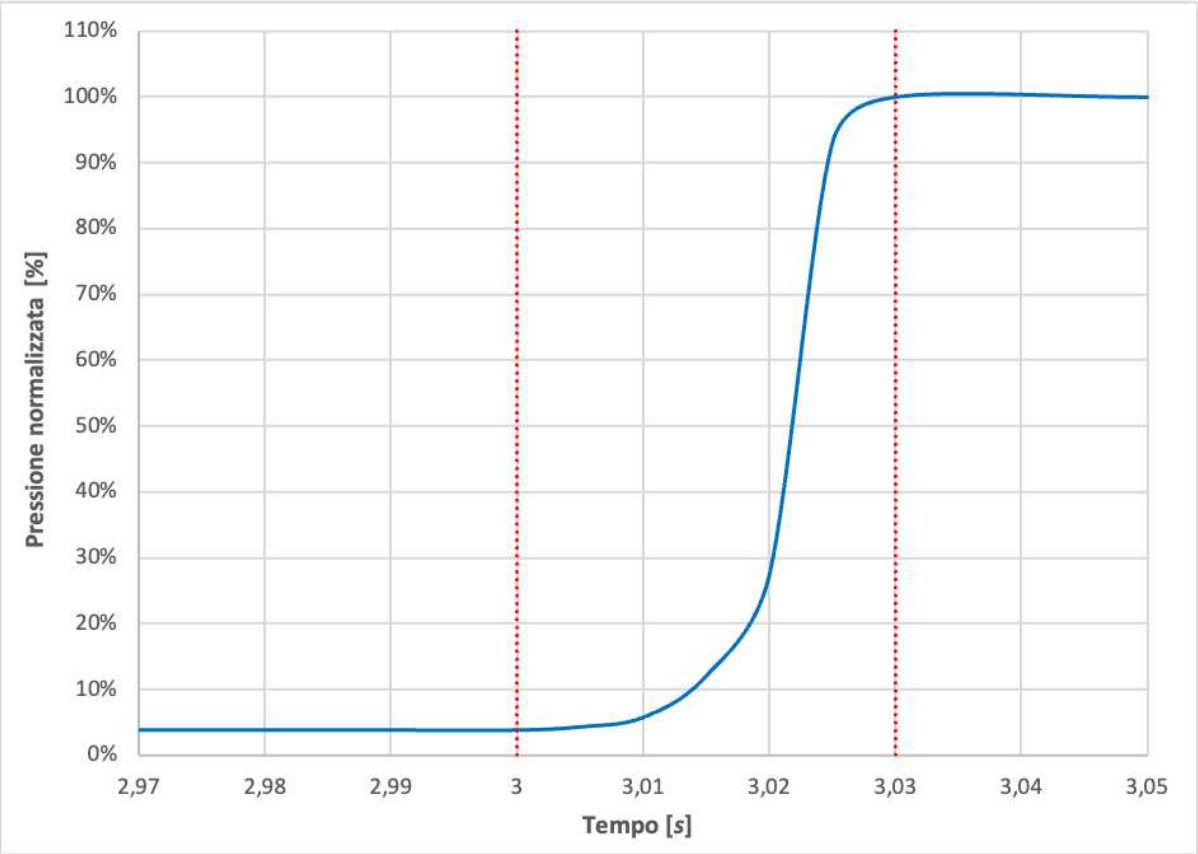


Figura 40. *Andamento pressione normalizzata in chiusura (sistema a doppio stacco).*

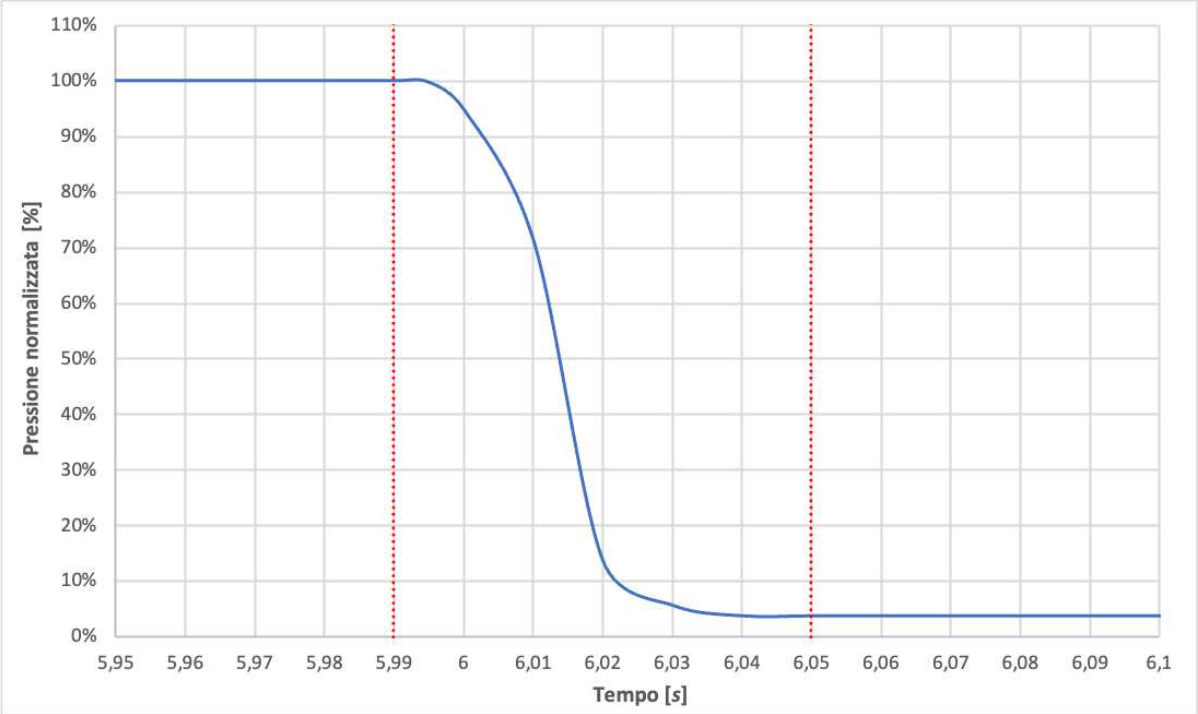


Figura 41. *Andamento pressione normalizzata in apertura (sistema a doppio stacco).*

I risultati evidenziano che, in entrambe le fasi, i tempi di risposta risultano pienamente conformi ai requisiti progettuali, confermando l'efficacia del design implementato.

Parallelamente, è stata condotta un'analisi sulla geometria dell'elemento sensibile, concettualmente suddivisibile in tre zone principali:

1. La lamella, non modificabile in quanto parte attiva della rilevazione del sensore;
2. La parte anteriore, non modificabile in quanto deputata al centraggio con la boccola filettata (elemento 10 in Figura 13);
3. La parte posteriore, unica zona effettivamente modificabile, con limite superiore imposto dall'assenza di interferenza con il cannotto (elemento 15 di Figura 13).

Le valutazioni hanno mostrato che, riducendo le dimensioni della parte posteriore, si otteneva una diminuzione della massa del componente e un aumento del volume d'olio presente nel pilotaggio, con un potenziale effetto positivo sui tempi di risposta.

Sulla base di queste considerazioni, la geometria della parte posteriore è stata ottimizzata al fine di individuare il miglior compromesso tra riduzione di massa, volume d'olio disponibile e semplicità di lavorazione del componente.

Questa analisi è stata condotta esclusivamente sul sistema a doppio stacco, individuato come soluzione definitiva, per motivi che verranno discussi nel paragrafo *3.4.*

3.3.4. Analisi FEM

L'impiego di analisi FEM non è risultato necessario, in quanto i componenti critici a livello strutturale, ovvero la boccola filettata (elemento 13 di Figura 13) e il cannotto (elemento 15 di Figura 13), sono già stati ampiamente validati sia tramite simulazioni numeriche sia attraverso test al banco prova in applicazioni precedenti.
Le analisi FEM avrebbero riguardato la simulazione delle condizioni operative della valvola fino a valori di pressione ampiamente superiori a quelli nominali di utilizzo, con lo scopo di individuare le tensioni massime, le deformazioni locali e i possibili punti critici.
In particolare, sarebbero state condotte sia analisi statiche, volte a verificare la resistenza del componente sotto carichi applicati costanti, sia analisi a fatica, finalizzate a valutare la resistenza a sollecitazioni cicliche e quindi la vita utile del componente.

Per la boccola filettata, come già discusso nei paragrafi precedenti, si è deciso di adottare la stessa geometria utilizzata nella versione NC dell'elettrovalvola 2/2 monitorabile NC.
Nel caso specifico della nuova applicazione, la boccola è stata ridotta in lunghezza, mantenendo invariati tutti gli altri parametri geometrici e funzionali.
Sebbene questa modifica renda di fatto la boccola un nuovo componente, le differenze rispetto alla versione già validata sono trascurabili dal punto di vista strutturale, per questo motivo non si è ritenuto necessario eseguire ulteriori simulazioni FEM.
In ogni caso, il componente sarà comunque sottoposto ai test al banco prova previsti (descritti nel paragrafo *4.1.*) prima della validazione finale.

Per quanto riguarda il cannotto, la scelta è ricaduta fin da subito su un componente già esistente e impiegato in altre versioni di valvola, ampiamente testato e validato sia a livello sperimentale che numerico.
Ciò ha consentito di evitare la necessità di una nuova caratterizzazione strutturale.

3.3.5. Layout definitivo

A seguito delle simulazioni dinamiche effettuate e delle successive ottimizzazioni illustrate nei paragrafi precedenti, entrambi i design sviluppati hanno mostrato prestazioni pienamente in linea con i target stabiliti in fase di progetto.
Poiché i due sistemi garantivano prestazioni pressoché equivalenti, la scelta del design da portare avanti è stata guidata da considerazioni di natura costruttiva ed economica:

- **Sistema a doppio stacco**
  Pur prevedendo un meccanismo leggermente più complesso, questi elementi risultano già ampiamente utilizzati in altri design, con il vantaggio di aumentare i volumi produttivi e ridurre i costi unitari.
  Lo svantaggio risiede in un maggior numeri di componenti, che incrementa il rischio di manutenzione.

- **Sistema a singolo stacco**
  Più semplice dal punto di vista funzionale e con minori esigenze manutentive, ma richiede l'introduzione di una nuova molla elastica, da acquistare appositamente.
  Tale molla, dovendo lavorare in un range molto ristretto, richiede un controllo al 100%, aumentando i costi complessivi nonostante il numero inferiore di componenti.

Sulla base di queste valutazioni, è stato deciso di proseguire con il design del sistema a doppio stacco.
Di seguito, in Figura 42, è riportato il design definitivo della valvola, aggiornato in base alle ottimizzazioni introdotte.

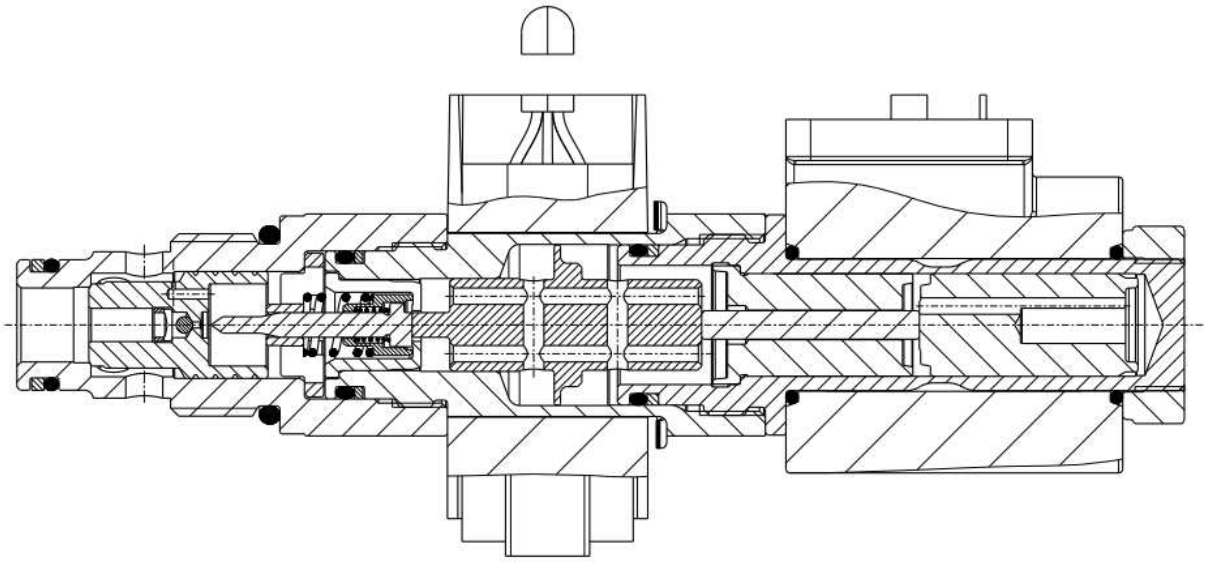


Figura 42. *Layout definitivo.*

Oltre alle ottimizzazioni già discusse nei paragrafi precedenti, nel layout definitivo sono state introdotte ulteriori migliorie costruttive, tra cui:
- l'aggiunta di gole di equilibratura sull'otturatore, per migliorare la lubrificazione interna;
- la fresata sulla boccola, utile a facilitare il passaggio dell'olio;
- i fori sull'elemento sensibile, che consentono il passaggio del fluido;
- un irrigidimento della lamella nella zona opposta rispetto a quella di lettura del sensore.

Inoltre, rispetto alla configurazione mostrata in Figura 13, la Figura 42 evidenzia la presenza di:
- O-ring, per garantire la tenuta ermetica;
- anelli anti-estrusione, per prevenire l'estrusione degli O-ring;
- ghiera di fissaggio, per mantenere in posizione la bobina;
- sferetta e relativo diaframma all'interno dell'otturatore.

3.4. DETAIL DESIGN

L'ultima sezione del capitolo riguarda la definizione dettagliata delle lavorazioni meccaniche e della sequenza di assemblaggio. Questa fase rappresenta il passaggio dal modello teorico alla realizzabilità industriale, traducendo le scelte progettuali in soluzioni costruttive concretamente producibili e compatibili con i processi di fabbricazione consolidati in azienda. L'attenzione è posta sia sugli aspetti tecnici, come materiali, tolleranze e trattamenti superficiali, sia su quelli produttivi, come la sequenza di montaggio, al fine di garantire un design robusto, funzionale e industrializzabile.
In questo modo, la redazione dei disegni tecnici, della distinta base dei materiali (BOM) e delle procedure di assemblaggio è direttamente supportata da valutazioni concrete di producibilità e industrializzazione, riducendo rischi e tempi di realizzazione dei prototipi.

3.4.1. Lavorazioni meccaniche

Vengono descritti i componenti principali, i materiali impiegati e le lavorazioni necessarie per la loro realizzazione.
Questa analisi permette di verificare la compatibilità delle tolleranze progettuali con le tecniche di fabbricazione disponibili e di apportare eventuali modifiche prima della prototipazione.
In Tabella 2 vengono riepilogati i componenti principali della valvola, il materiale scelto per ciascuno e la lavorazione meccanica prevista per la loro realizzazione:

Tabella 2. *Materiale e lavorazione meccanica prevista dei componenti.*

Componente	**Materiale**	**Lavorazione**
Corpo valvola	Lega di ottone (ETG88)	Tornitura
Otturatore	Acciaio legato nichel-cromo (16NiCrS4)	Metal injection molding
Spillo pilota	Acciaio legato silicio-cromo-nichel (52 SiCrNi5)	Metal injection molding Sinterizzazione
Boccola	Lega di ottone (ETG100)	Tornitura
Elemento sensibile	Acciaio al carbonio (11SMn30)	Tornitura
Asta	Acciaio inox (AISI303)	Tornitura
Nucleo fisso	Acciaio basso-legato con piombo (11SMnPb37)	Sinterizzazione
Nucleo mobile	Acciaio basso-legato con piombo (11SMnPb30)	Sinterizzazione
Boccola filettata	Acciaio inox (AISI303)	Tornitura
Cannotto	Acciaio al carbonio (11SMN30)	Tornitura

Le molle elastiche, il sensore magnetico e la bobina sono componenti standard acquistati presso fornitori esterni.
Tutti gli altri elementi della valvola sono realizzabili internamente dall'azienda, anche se, in funzione del volume di produzione previsto, alcuni componenti possono essere comunque acquistati esternamente per motivi economici o logistici: in caso di produzione elevata, conviene realizzarli internamente, per volumi ridotti risulta più conveniente l'acquisto presso fornitori specializzati.

3.4.2. Assemblaggio

Per garantire un montaggio ordinato e privo di ambiguità, è stata definita una sequenza di assemblaggio che stabilisce in modo chiaro e lineare l'ordine di inserimento e fissaggio dei diversi componenti della valvola.

L'ordine di montaggio è il seguente:

1) **Inserimento dell'otturatore**
   All'interno del corpo valvola viene montato l'otturatore di controllo, completo della propria sferetta e del diaframma che ne mantiene il posizionamento.

2) **Inserimento della boccola distanziale e montaggio del gruppo spillo pilota**
   All'interno del corpo valvola viene collocata la boccola distanziale.
   Successivamente viene inserito lo spillo pilota, già pre-assemblato con la prima molla, la ghiera e la seconda molla, semplificando le operazioni di montaggio e riducendo il rischio di errori.

3) **Installazione della boccola di appoggio e avvitamento della boccola filettata**
   Si procede con il montaggio della boccola di appoggio, seguita dall'avvitamento della boccola filettata sul corpo valvola.
   Sulla boccola filettata è già presente la molla a singola spira destinata al sostentamento del sensore.

4) **Assemblaggio dell'elemento sensibile e del cannotto**
   Una volta fissata la boccola filettata, viene posizionato l'elemento sensibile.
   Successivamente si avvita il cannotto, al cui interno sono già presenti l'asta di collegamento e il nucleo ferromagnetico, con la parte fissa opportunamente cianfrinata per garantire la stabilità meccanica.

5) **Montaggio della parte elettromagnetica**
   Si procede con il montaggio della parte elettromagnetica iniziando con l'inserimento di un primo O-ring sul cannotto.
   Successivamente viene posizionata la bobina attorno al cannotto, seguita dall'inserimento di un secondo O-ring.
   L'operazione si conclude con il fissaggio della ghiera di chiusura, che mantiene saldamente la bobina in posizione e garantisce la stabilità complessiva dell'insieme.

6) **Installazione del sensore**
   Viene inserito il sensore magnetico attorno alla boccola filettata, responsabile della lettura della posizione dell'elemento sensibile.

7) **Applicazione dei sistemi di tenuta**
   Infine, vengono montati gli O-ring e gli anelli anti-estrusione esterni, necessari per garantire la tenuta ermetica del sistema ed evitare fenomeni di estrusione durante le fasi di esercizio.

4. SVILUPPI FUTURI

L'ultimo capitolo è dedicato agli sviluppi futuri del progetto, con particolare attenzione alle attività necessarie per la validazione sperimentale e alle possibili migliorie da introdurre nella valvola.
In questa fase, l'obiettivo è quello di promuovere il prodotto dalla condizione di prototipo a quella di pre-serie: tutti i componenti, ad eccezione di quelli che devono essere obbligatoriamente acquistati da fornitori esterni, vengono realizzati internamente in azienda, così da poter verificare la reale corrispondenza tra modello teorico e comportamento sperimentale.
Successivamente, i test verranno ripetuti con i componenti prodotti dai fornitori definitivi, ovvero quelli che saranno responsabili della realizzazione dei pezzi nella fase di produzione in serie.
Solo a seguito del superamento di queste prove, il prodotto potrà essere inserito a catalogo ed avviato alla produzione industriale su larga scala.

4.1. TEST AL BANCO PROVA

I test descritti di seguito sono finalizzati a verificare il corretto comportamento della valvola nelle condizioni operative previste.

- **Caduta di pressione di attraversamento valvola**
  A pressione di esercizio costante, viene misurata la perdita di carico dovuta all'attraversamento della valvola per una portata costante.
  La prova viene effettuata in entrambe le direzioni ($1 \rightarrow 2$ e $2 \rightarrow 1$), essendo la valvola bidirezionale, e per diversi valori di pressione e portata.

- **Tempi di risposta a diverse portate**
  Il test valuta i tempi di chiusura e riapertura della valvola in funzione della portata.

- **Corrente assorbita e tensione di mantenimento**
  Viene misurata la corrente assorbita dalla bobina durante l'eccitazione e la tensione necessaria per mantenerne lo stato.

- **Tenuta gocce**
  Il test verifica eventuali trafilamenti di fluido a valvola chiusa, garantendo l'ermeticità del sistema.

- **Prova di scoppio**
  La valvola viene sottoposta a pressioni ampiamente superiori a quelle di esercizio, fino al cedimento del primo componente (tipicamente boccola filettata o cannotto).
  La prova è considerata superata se la rottura avviene a una pressione almeno 2,5 volte superiore a quella nominale di utilizzo.

- **Portata minima e massima di funzionamento**
  Viene verificato il corretto funzionamento della valvola per portate comprese tra 2 e 75 l/min.

- **Limiti di funzionamento con temperatura olio estreme**
  Vengono testate le prestazioni della valvola con olio a temperature comprese tra -20°C e 80°C.

- **Endurance**
  La valvola viene testata a pressione costante, portata costante e frequenza costante per 1 milione di cicli, al fine di verificare la sua affidabilità e durata in condizioni cicliche di esercizio.

Il superamento di tutti i test garantirà la robustezza, l'affidabilità e la conformità del design della valvola, permettendo di procedere con fiducia alla fase di produzione industriale.

4.2. IMPLEMENTAZIONE SISTEMA MECCANICO DI EMERGENZA

Oltre ai test di validazione, uno sviluppo futuro del progetto riguarda l'integrazione di un sistema meccanico di emergenza. Tale sistema è concepito come misura di sicurezza ridondante, con l'obiettivo di garantire il corretto funzionamento della valvola anche in caso di malfunzionamenti della parte elettromagnetica o di anomalie nel pilotaggio idraulico.
La sua implementazione potrà aumentare ulteriormente l'affidabilità del dispositivo, ampliandone i possibili campi di applicazione e rafforzandone la competitività sul mercato.

Grazie al nuovo posizionamento del sensore, è possibile adottare lo stesso principio già implementato da Bosch Rexroth in altre soluzioni a catalogo.
Nelle valvole monitorabili attualmente a catalogo, questa possibilità è preclusa proprio a causa della posizione del sensore.

Come mostrato in Figura 43, il sistema meccanico di emergenza è integrato all'interno del cannotto.
La sua attivazione avviene manualmente o meccanicamente, senza dipendere dall'eccitazione della bobina.
Un tappo filettato comprime una spina di pressione contro la molla elastica, la quale a sua volta spinge il nucleo magnetico mobile.
La molla mantiene il sistema nella posizione di riposo quando la valvola è spenta.
Per garantire la tenuta e ridurre attriti, il meccanismo include due O-ring e un anello in teflon.

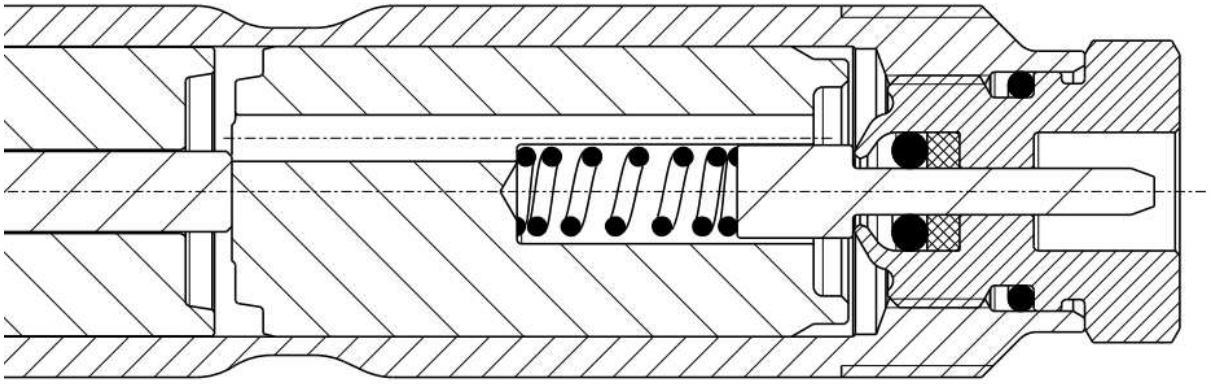


Figura 43. *Sistema meccanico di emergenza.*

L'adozione di questo sistema meccanico di emergenza rappresenta un potenziale miglioramento che unisce sicurezza e affidabilità, riducendo i rischi associati a eventuali malfunzionamenti elettrici o idraulici.

5. CONCLUSIONI

Il nuovo design della valvola è stato sviluppato con l'obiettivo di sostituire il sensore esistente con quello fornito da HydraForce, introducendo numerosi vantaggi: la facilità di sostituzione sul campo senza necessità di taratura, la nuova posizione di montaggio del sensore che semplifica la manutenzione della bobina e la possibilità di integrare un sistema meccanico di emergenza per garantire il funzionamento della valvola anche in caso di guasto elettrico.

Le simulazioni dinamiche hanno confermato che il prototipo mantiene le stesse prestazioni della versione precedente, già tra i leader di mercato, in termini di caduta di pressione e tempi di riposta.
Allo stesso tempo, il nuovo design consente una riduzione dell'ingombro assiale del 19% e una stima di risparmio sui costi di produzione pari al 5%, con ulteriori benefici potenziali derivanti dall'impiego di componenti comuni con altri prodotti.

L'esperienza acquisita ha evidenziato l'importanza di integrare strumenti di simulazione avanzata già nella fase di progettazione: le simulazioni hanno permesso di individuare e risolvere criticità che altrimenti si sarebbero manifestate solo durante la prototipazione, aumentando tempi e costi, e hanno consentito di ottimizzare componenti e performance prima della realizzazione fisica dei prototipi, migliorando l'efficienza complessiva del processo progettuale.
Rimangono da eseguire i test sperimentali sui prototipi, necessari per validare completamente il prototipo, promuoverlo a pre-serie e avviare la produzione industriale su larga scala.

BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA

Sitografia

[1] Bosch Rexroth AG. *HydraForce acquisition: Together even stronger*.
Bosch Rexroth Global, 2023.
https://www.boschrexroth.com/en/dc/hydraforce-acquisition-together-even-stronger/

[2] Robert Bosch GmbH. *Bosch (company).*
Wikipedia
Robert Bosch (azienda) - Wikipedia

[3] Bosch Italia. *Il gruppo Bosch nel mondo.*
Bosch Italia
Il gruppo Bosch nel mondo | Bosch in Italia

[4] Bosch Italia. *La nostra azienda*.
Bosch Italia
La nostra azienda | Bosch in Italia

[5] Bosch Rexroth AG. *Bosch Rexroth.*
Wikipedia
Bosch Rexroth - Wikipedia

[6] Bosch Rexroth Italia. *La nostra storia.*
Bosch Rexroth Italia
La nostra storia | Bosch Rexroth Italia

[7] Bosch Rexroth Italia. *Fatti e cifre.*
Bosch Rexroth Italia
Fatti e cifre | Bosch Rexroth Italia

[8] Bosch Rexroth Italia. *We move. You win.*
Bosch Rexroth Italia
WE MOVE. YOU WIN. | Bosch Rexroth Italia

[9] Bosch Rexroth Italia. *Settori.*
Bosch Rexroth Italia
Settori | Bosch Rexroth Italia

[11] Bosch Italia. *Bosch in Italia-Nonantola (MO).*
Bosch Italia.
https://www.bosch.it/la-nostra-azienda/bosch-in-italia/nonantola-mo/

[12] Bosch Rexroth Oil Control. *Presentazione aziendale – Young Day*.
Documento interno, 2023.
CH presentation_YOUNG DAY (2).pptx

[13] Bosch Rexroth Italia. *Soluzioni per machine operatrici mobile – Idraulica mobile.*
Bosch Rexroth Italia.
https://www.boschrexroth.com/it/it/prodotti/soluzioni-per-macchine-operatrici-mobili/idraulica-mobile/

[20] HydraForce, Inc. *HSV10-P23A Solenoid Cartridge Valve – Product Data Sheet*.
HydraForce
https://www.hydraforce.com/products/cartridge-valves/solenoid-valves/hsv10-p23a/

[21] Bosch Rexroth AG. *Compact Hydraulics – CH Catalog.*
Bosch Rexroth
apps.boschrexroth.com/products/compact-hydraulics/CH-Catalog/

Bibliografia

[10] Politecnico di Torino. *Storia di Oil Control.*
Tesi di laurea, 2020.
https://webthesis.biblio.polito.it/13996/1/tesi.pdf

[14] M. Rundo, N. Nervegna - *Passi nell'Oleodinamica*.
Politeko, 2020.

[15] J.D. Anderson Jr. - *Fundamentals of Aerodynamics.*
McGraw-Hill Education, 2024.

[16] Cappelli Editore - *Automazione/Pneumatica: Approfondimenti (Simboli ISO UNI 1219)*.
Cappelli Editore, 2024.
https://www.cappellieditore.it/backend/wp-content/uploads/TecMecApp2024-Vol01_Approfondimenti_M05-01.pdf

[17] R. A. Serway, J. W. Jewett Jr. - *Fisica* 1.
EdiSES, 2024.

[18] W. C. Chew – *Lectures on Electromagnetic Field Theory.*
Purdue University, 2019
https://engineering.purdue.edu/wcchew/ece604f19/EMFTAll20191204.pdf

[19] G. Pahl, W. Beitz, J. Fedhusen, K. H. Grote - *Engineering Design: A Systematic Approach*.
Springer-Verlag London, 2006.

[22] Parker Hannifin Corporation - *O-ring Handbook*.
Parker Hannifin, 2007.