

**POLITECNICO DI TORINO**

**Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica**

*Dipartimento Energia “Galileo Ferraris”  
Fluid Power Research Laboratory*



**Master's Degree Thesis**

**Gestione della decompressione  
in sistemi idraulici con volumi e pressioni elevati**

Relatore:

**Prof. Massimo Rundo**

Laureando:

**Federico Rosafio**

Correlatore:

**Ing. Aniello Valiante**

Anno accademico 2024-2025



# Indice

Indice .....	III
Indice delle Figura .....	IV
Abstract.....	VII
1. Introduzione.....	1
1.1 Introduzione all'oleodinamica.....	1
1.2 Obiettivi della tesi .....	2
2. Analisi della letteratura sull'argomento .....	4
2.1 Modelli fisico-matematici proposti in letteratura .....	4
2.2 Report tecnici con soluzioni del problema .....	7
3 Studio del circuito e dei componenti utilizzati.....	12
3.1 Proprietà dell'olio idraulico .....	12
3.1.1 Modulo di comprimibilità .....	12
3.1.2 Densità .....	13
3.1.3 Viscosità .....	14
3.2 Equazioni costitutive del sistema .....	15
3.2.1 Resistenza idraulica .....	15
3.2.1 Capacità idraulica .....	15
3.3 Rappresentazione del circuito idraulico e analisi dettagliata dei componenti .....	17
3.3.1 Pompa volumetrica a cilindrata fissa .....	18
3.3.2 Valvola limitatrice di pressione assoluta.....	18
3.3.3 Valvola direzionale .....	19
3.3.4 Tubazioni .....	19
3.3.5 Attuatore oleodinamico.....	20
4 Implementazione delle strategie di comando.....	22
4.1 Introduzione al software Simcenter Amesim .....	22
4.2 Definizione condizioni di funzionamento dei vari circuiti .....	23
4.3 Circuito idraulico con valvola direzionale on-off 4 vie 2 posizioni di lavoro e orifizio.....	25
4.3.1 Simulazioni con valvola variazione taratura valvola limitatrice di pressione (di massima) .....	28
4.4 Circuito idraulico con valvola direzionale 4 vie 3 posizioni di lavoro .....	30
4.4.1 Comando rampa a 1 tratto.....	34
4.4.2 Comando rampa a 3 tratti.....	37
4.4.3 Controllo valvola con comando proporzionale al segnale di pressione .....	39
4.4.4 Simulazioni con valvola variazione taratura valvola limitatrice di pressione (valvola di massima).....	41
4.4.5 Analisi dei valori di temperatura nel condotto di scarico.....	42
4.5 Circuito idraulico con valvola direzionale 4 vie 2 posizioni di lavoro on-off e valvola proporzionale limitatrice di pressione.....	43
4.5.1 Simulazioni con valvola variazione taratura valvola limitatrice di pressione (di massima) .....	49
5. Analisi critica dei risultati ottenuti.....	51
5.1 Circuito idraulico con valvola direzionale on-off 4 vie 2 posizioni di lavoro e orifizio.....	51
5.2 Circuito idraulico con valvola direzionale 4 vie 3 posizioni di lavoro .....	53
5.3 Circuito idraulico con valvola direzionale 4 vie 2 posizioni di lavoro on-off e valvola proporzionale limitatrice di pressione.....	54

5.4 Confronto tra i risultati ottenuti.....	56
6. Conclusioni.....	62
Bibliografia e sitografia .....	63
Ringraziamenti.....	64

## Indice delle Figura

Figura 1.1: Pressa idraulica HARSLE modello Y32 – 315T [1] .....	1
Figura 1.2: Escavatore Hitachi ZX490-LCH7 [2] .....	2
Figura 1.3: Gru offshore Liebherr RL-K 7500 [3] .....	2
Figura 2.1: Modello dinamico (massa-molla) dell'olio idraulico [4] .....	4
Figura 2.2: Fasi I-IV nell'oscillazione della colonna di liquido di un cilindro in decompressione [4] .....	5
Figura 2.3: Andamenti nel tempo della pressione all'interno del cilindro idraulico: curva (1) secondo l'Eq. (2.4); curva (2) secondo l'Eq. (2.6); curva (3) secondo i dati sperimentali [4] .....	6
Figura 2.4: Circuito idraulico che utilizza una valvola di non ritorno pilotata [5] .....	7
Figura 2.5: Sezione della valvola di non ritorno pilotata, ad otturatore, con annessa funzione di decompressione [5].....	8
Figura 2.6: Circuito con valvola di ritegno e valvola di decompressione separate [5].....	8
Figura 2.7: Circuito idraulico con protezione da decompressione durante questa fase [6] .....	9
Figura 2.8: Circuito idraulico con protezione da decompressione durante il rientro dell'attuatore [6].....	10
Figura 2.9: Segnale d'ingresso valvola proporzionale lineare a tratti [7].....	11
Figura 2.10: Circuiti idraulici di perforazione che utilizzano per la decompressione un orifizio (a) e una valvola limitatrice di pressione (b) [8] .....	11
Figura 3.1: Rappresentazione stilizzata della comprimibilità dell'olio .....	12
Figura 3.2: Modulo di comprimibilità secante (a sinistra) e tangente (a destra) [9].....	13
Figura 3.3: Effetto della variazione di pressione e del modulo di comprimibilità sulla densità dell'olio idraulico [10] .....	14
Figura 3.4: Andamento della velocità del fluido al variare della coordinata y.....	14
Figura 3.5: Circuito oleodinamico di riferimento (con i due attuatori in parallelo) in formato ISO .....	17
Figura 3.6: Esempio di pompa volumetrica a pistoncini a cilindrata fissa.....	18
Figura 3.7: Vista in sezione di una valvola limitatrice di pressione .....	18
Figura 3.8: Vista in sezione di una valvola direzionale proporzionale.....	19
Figura 3.9: Vista in sezione di un attuatore a doppio effetto .....	20
Figura 4.1: Interfaccia dell'ambiente Simcenter Amesim .....	22
Figura 4.2: Schema attuatore idraulico in estensione .....	23
Figura 4.3: Schema attuatore idraulico in rientro .....	24
Figura 4.4: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio in formato ISO .....	25
Figura 4.5: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio in Amesim .....	26
Figura 4.6: Comando di apertura valvola direzionale 4/2 on-off .....	26
Figura 4.7: Portata volumetrica $Q_1$ al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio .....	27
Figura 4.8: Pressione $p_1$ al variare del tempo- configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio ..	27
Figura 4.9: Valvola limitatrice di pressione (di massima) proporzionale in Amesim .....	28
Figura 4.10: Segnale x in ingresso alla valvola limitatrice di pressione (di massima) proporzionale.....	29
Figura 4.11: Portata volumetrica $Q_1$ al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio- variazione della $p^*_{fin}$ .....	29
Figura 4.12: Pressione $p_1$ al variare del tempo- configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio	29
Figura 4.13: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/3 proporzionale in formato ISO .....	30
Figura 4.14: Valvola di controllo della direzione proporzionale 4 vie 3 posizioni di lavoro, pilotata e con feedback di posizione elettrico 4WRTE Bosch Rexroth [11] .....	31
Figura 4.15: Caratteristica portata volumetrica -caduta di pressione alla massima apertura della valvola direzionale proporzionale [11].....	31
Figura 4.16: Blocchetto della valvola direzionale 4/3 proporzionale utilizzato in Amesim .....	32
Figura 4.17: Caratteristica di apertura del cassetto valvola da catalogo (a sinistra) [11] e ricavata in Excel (a destra) .....	33

Figura 4.18: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/3 con comando rampa a più tratti in Amesim.....	34
Figura 4.19: Comando di apertura valvola direzionale 4/3 proporzionale con segnale rampa a 1 tratto .....	35
Figura 4.20: Portata volumetrica $Q_1$ ricavata in Amesim (a sinistra) e calcolata in Excel (a destra) al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale rampa a 1 tratto .....	36
Figura 4.21: Pressione $p_1$ ricavata in Amesim (a sinistra) e calcolata in Excel (a destra) al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale rampa a 1 tratto .....	36
Figura 4.22: Comando di apertura valvola direzionale 4/3 proporzionale con segnale rampa a 3 tratti .....	37
Figura 4.23 Portata volumetrica $Q_1$ ricavata in Amesim (a sinistra) e calcolata in Excel (a destra) al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale rampa a 3 tratti .....	38
Figura 4.24: Pressione $p_1$ ricavata in Amesim (a sinistra) e calcolata in Excel (a destra) al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale rampa a 3 tratti .....	38
Figura 4.25: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/3 con comando proporzionale al segnale di pressione in Amesim .....	39
Figura 4.26: Comando di apertura valvola direzionale 4/3 proporzionale con segnale proporzionale a $\Delta p$ ...	40
Figura 4.27: Portata volumetrica $Q_1$ ricavata in Amesim (a sinistra) e calcolata in Excel (a destra) al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale proporzionale a $\Delta p$ .....	40
Figura 4.28: Pressione $p_1$ ricavata in Amesim (a sinistra) e calcolata in Excel (a destra) al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale proporzionale a $\Delta p$ .....	41
Figura 4.29: Portata volumetrica $Q_1$ ricavata in Amesim al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale proporzionale a $\Delta p$ - variazione della $p^*_{fin}$ .....	42
Figura 4.30: Pressione $p_1$ ricavata in Amesim al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale proporzionale a $\Delta p$ - variazione della $p^*_{fin}$ .....	42
Figura 4.31: Andamento temporale della temperatura di scarico ricavata in Amesim.....	43
Figura 4.32: Andamento temporale della temperatura di scarico calcolata in Excel.....	43
Figura 4.33: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola proporzionale limitatrice di pressione in formato ISO .....	44
Figura 4.34: Comando di apertura valvola direzionale 4/2 on-off .....	44
Figura 4.35: Valvola limitatrice di pressione proporzionale pilotata DBEM-8x Bosch Rexroth [12] .....	45
Figura 4.36: Caratteristica portata volumetrica -pressione di taratura della valvola limitatrice di pressione proporzionale [12] .....	45
Figura 4.37: Dettaglio di valvola limitatrice di pressione proporzionale e valvola 4-2 on/off dal circuito in Amesim .....	46
Figura 4.38: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola proporzionale limitatrice di pressione in Amesim .....	47
Figura 4.39: Segnale relativo alla valvola proporzionale limitatrice di pressione ricavato in Amesim .....	47
Figura 4.40: Portata volumetrica $Q_1$ ricavata in Amesim al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale .....	48
Figura 4.41: Pressione $p_1$ ricavata in Amesim al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale.....	48
Figura 4.42: Portata volumetrica $Q_1$ ricavata in Amesim al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale- variazione della $p^*_{fin}$ .....	49
Figura 4.43: Pressione $p_1$ ricavata in Amesim al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale- variazione della $p^*_{fin}$ .....	50
Figura 5.1: Segnale $x$ in ingresso alla valvola limitatrice di pressione (di massima) proporzionale.....	51
Figura 5.2: Posizione dell'attuatore al variare del tempo nel caso di circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio - RV di massima con taratura fissa e variabile .....	52
Figura 5.3: Durata fase di decompressione nel caso di circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio - RV di massima con taratura fissa e variabile.....	52
Figura 5.4: Posizione dell'attuatore al variare del tempo nel caso di circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale - RV di massima con taratura fissa e variabile .....	53
Figura 5.5: Durata fase di decompressione nel caso di circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale - RV di massima con taratura fissa e variabile.....	54
Figura 5.6: Posizione dell'attuatore al variare del tempo nel caso di circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale- RV di massima con taratura fissa e variabile .....	55
Figura 5.7: Durata fase di decompressione nel caso di circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola	

limitatrice di pressione proporzionale- RV di massima con taratura fissa e variabile .....	55
Figura 5.8: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale $p^*_{fin}$ (D = 245 mm) - $Q_{lim}$ differenti tra di loro .....	56
Figura 5.9: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale $p^*_{fin}$ (D = 254.56 mm) - $Q_{lim}$ differenti tra di loro .....	57
Figura 5.10: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale $p^*_{fin}$ (D = 265 mm) - $Q_{lim}$ differenti tra di loro .....	57
Figura 5.11: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale $p^*_{fin}$ (D = 275 mm) - $Q_{lim}$ differenti tra di loro .....	57
Figura 5.12: Margine di miglioramento in termini di spostamento dell'attuatore $\Delta x$ al variare di $p^*_{fin}$ nell'utilizzo del circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale rispetto al circuito con valvola 4/2 on-off e orifizio -) - $Q_{lim}$ differenti tra di loro .....	58
Figura 5.13: Durata della fase di decompressione nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale $p^*_{fin}$ - D = 254.56 mm - $Q_{lim}$ differenti tra di loro .....	58
Figura 5.14: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale $p^*_{fin}$ (D = 245 mm) - $Q_{lim}$ uguali tra di loro .....	59
Figura 5.15: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale $p^*_{fin}$ (D = 254.56 mm) - $Q_{lim}$ uguali tra di loro .....	59
Figura 5.16: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale $p^*_{fin}$ (D = 265 mm) - $Q_{lim}$ uguali tra di loro .....	60
Figura 5.17: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale $p^*_{fin}$ (D = 275 mm) - $Q_{lim}$ uguali tra di loro .....	60
Figura 5.18: Margine di miglioramento in termini di spostamento dell'attuatore $\Delta x$ al variare di $p^*_{fin}$ nell'utilizzo del circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale rispetto al circuito con valvola 4/2 on-off e orifizio -) - $Q_{lim}$ uguali tra di loro .....	61
Figura 5.19: Durata della fase di decompressione nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale $p^*_{fin}$ - D = 254.56 mm - $Q_{lim}$ uguali tra di loro .....	61

## Indice delle Tabelle

Tabella 3.1: Parametri caratteristici dell'olio idraulico ISO VG 46 - Mobil DTE 25 .....	16
Tabella 3.2: Parametri caratteristici delle tubazioni dei circuiti di riferimento .....	20
Tabella 3.3: Diametri di stantuffo e stelo e corsa degli attuatori in parallelo .....	21
Tabella 4.1: Diametri dello stantuffo e corrispondenti valori di pressione $p_{1,dec}$ e portata volumetrica $Q_{1,staz}$ .....	24
Tabella 4.2: Portata volumetrica e variazione di pressione sui singoli spigoli pilotanti della valvola direzionale .....	32
Tabella 4.3: Comando di apertura valvola proporzionale 4/3 nella fase di estensione dell'attuatore .....	34
Tabella 4.4: Parametri relativi alla durata di commutazione valvola e al tempo di decompressione per i vari valori di diametro dello stantuffo D .....	36
Tabella 4.5: Parametri relativi al comando valvola rampa a 3 tratti .....	37
Tabella 4.6: Parametri relativi alla durata di commutazione valvola e al tempo di decompressione per i vari valori di diametro dello stantuffo D .....	38
Tabella 4.7: Parametri relativi al tempo di decompressione per i vari valori di diametro dello stantuffo D ...	41
Tabella 4.8: Parametri relativi al tempo di decompressione per i vari valori di diametro dello stantuffo D ...	49
Tabella 5.1: Parametri relativi a spazio percorso dall'attuatore e durata della fase di decompressione nel caso di circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio .....	53
Tabella 5.2: Parametri relativi a spazio percorso dall'attuatore e durata della fase di decompressione nel caso di circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale .....	54
Tabella 5.3: Parametri relativi a spazio percorso dall'attuatore e durata della fase di decompressione nel caso di circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale .....	56

## Abstract

Lo scopo di questa tesi, svolta in collaborazione con l'azienda Hydraulic Technology System s.r.l., consiste nello studio e la gestione della decompressione in sistemi idraulici caratterizzati da pressioni e volumi elevati.

Sistemi oleodinamici che utilizzano attuatori di grandi dimensioni sono ampiamente diffusi in vari settori, quali l'industria meccanica e manifatturiera, le macchine movimento terra, il settore navale, la produzione di energia e il settore minerario.

L'olio idraulico è il vettore energetico che fluisce all'interno del circuito. Il suo moto, controllato da valvole direzionali, permette il movimento di estensione o di rientro dell'attuatore. Essendo l'olio un fluido non perfettamente incompressibile, durante le fasi di lavoro di un attuatore di grandi dimensioni sottoposto ad alte pressioni di esercizio, esso accumula una grande quantità di energia potenziale idraulica. Se in fase di rientro la valvola direzionale collega in modo istantaneo la camera in pressione alla bocca di scarico, l'energia accumulata in precedenza dall'olio sarà rilasciata in modo repentino, causando appunto una decompressione incontrollata.

Una soluzione a questo inconveniente può essere l'introduzione nel circuito di un orifizio che, creando una resistenza al flusso dell'olio, sia in grado di ridurre la portata in uscita. Tuttavia ciò comporta un peggioramento delle prestazioni del sistema, oltre che una scarsa gestibilità del componente. L'utilizzo di valvole proporzionali è un'alternativa nella gestione della decompressione. L'obiettivo di questa tesi è sviluppare strategie di comando delle suddette valvole proporzionali, al fine di sfruttarne la versatilità e la modulabilità, e stimare il margine di miglioramento nell'utilizzare queste rispetto al circuito con orifizio.

I risultati ottenuti nei vari circuiti adottati sono stati confrontati tra di loro. Le soluzioni con valvole proporzionali si sono rivelate più convenienti in termini di prestazioni rispetto all'utilizzo dell'orifizio: a parità di tempo di simulazione, infatti, si sono constatati miglioramenti fino al 60 % in termini di spazio percorso dall'attuatore, coniugando così al funzionamento in sicurezza del circuito idraulico e una maggiore produttività del sistema.

# 1. Introduzione

## 1.1 Introduzione all'oleodinamica

L'oleodinamica è particolarmente diffusa nei macchinari di grandi dimensioni e ad alta potenza. I principali vantaggi che essa offre sono i seguenti:

1. Elevata densità di potenza, dovuta alla capacità dell'olio di raggiungere pressioni di 350 – 700 bar, consentendo di ottenere forze e coppie sugli attuatori molto alte;
2. Regolazione continua e precisa del moto, grazie all'utilizzo di valvole comandate elettronicamente;
3. Trasmissione di potenza a distanze notevoli senza significative perdite di efficienza;
4. Capacità dei componenti di resistere a condizioni gravose di lavoro dovute alla presenza di polvere, urti, alte temperature, ecc.;

Ad esempio, le presse idrauliche trovano largo impiego in processi industriali come lo stampaggio, la forgiatura e la laminazione dei metalli, l'assemblaggio di componenti meccanici. Esse sono indispensabili in settori come l'automotive, l'aerospazio, la lavorazione dei metalli, il trattamento e smaltimento dei rifiuti, la produzione di materiali termo-plastici. Di seguito, in figura 1.1, un esempio di pressa idraulica a 4 colonne, di marca HARSLE:



*Figura 1.1: Pressa idraulica HARSLE modello Y32 – 315T [1]*

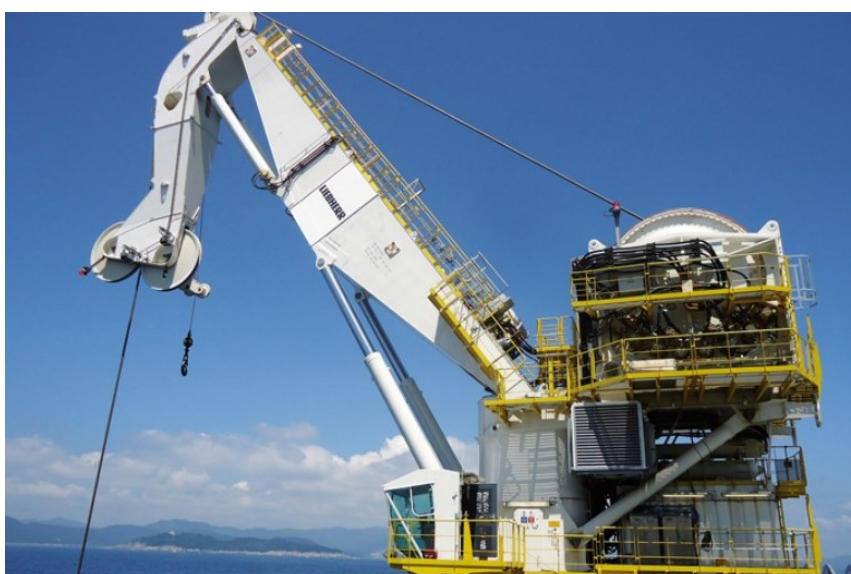
Inoltre, l'oleodinamica è la base del funzionamento delle macchine movimento terra come escavatori, bulldozer, pale gommate e autogrù. Essa consente l'applicazione di forze elevate, movimenti precisi e grande affidabilità. Di seguito, in figura 1.2, un esempio di macchina movimento terra, un escavatore di marca Hitachi:





*Figura 1.2: Escavatore Hitachi ZX490-LCH7 [2]*

Un'ulteriore applicazione dell'oleodinamica, nel settore marino, è ad esempio l'utilizzo di gru di sollevamento, apparecchiature fondamentali per la movimentazione di carichi pesanti come navi, piattaforme petrolifere ecc. In figura 1.3, è riportato un esempio di gru di sollevamento offshore di marca Liebherr:



*Figura 1.3: Gru offshore Liebherr RL-K 7500 [3]*

## **1.2 Obiettivi della tesi**

Il fenomeno della decompressione è riscontrabile in ogni circuito idraulico. Infatti ogni qualvolta che si collega la camera di un attuatore con la bocca di scarico, l'olio idraulico si espande e la pressione diminuisce. Tuttavia in alcune condizioni particolari, cioè come nel caso in esame in questa tesi con attuatori caratterizzati da corse dell'ordine di qualche metro, diametri di centinaia di millimetri e pressioni di esercizio di centinaia di bar, la decompressione diventa rilevante.

Ciò causa un abbassamento repentino della pressione e un elevato picco di portata volumetrica in uscita. Questo fenomeno, definito shock idraulico o decompressione incontrollata, ripetuto ciclo dopo ciclo, può causare seri danni ai componenti del circuito idraulico.

Altre conseguenze possono essere lo spostamento delle guarnizioni, un rumore eccessivo e il manifestarsi di forti vibrazioni sui vari componenti. Un ulteriore effetto dell'alta pressione all'interno del circuito è l'aumento della temperatura nei condotti (specie nel condotto di scarico in cui l'energia idraulica si trasforma in energia termica).

Al fine di meglio comprendere il problema, nel Capitolo 2 si è effettuata una descrizione fisica del fenomeno, basandosi sulla letteratura di riferimento. A questa sezione è seguita una panoramica delle soluzioni tecniche adottate per gestire la decompressione, presenti in report di siti specializzati e riviste di settore. Quindi, nel Capitolo 3, sono state introdotte le proprietà dell'olio idraulico e le equazioni costitutive delle grandezze fisiche caratteristiche del sistema. È stato poi stato rappresentato il circuito oleodinamico di riferimento, del quale sono stati analizzati i componenti principali, quali il motore primo, la pompa idraulica, la valvola limitatrice di pressione, la valvola direzionale, l'attuatore, le tubazioni, e il serbatoio.

Nel capitolo 4, il circuito di riferimento è stato poi inserito nell' ambiente di simulazione Simcenter Amesim e modificato di volta in volta inserendo l'orifizio e le valvole proporzionali. In particolare è stata scelta la libreria "Thermal-Hydraulic", al fine di tenere conto della temperatura raggiunta dall'olio e verificare che essa non sia tale da danneggiare i componenti del circuito.

Nei circuiti con le valvole proporzionali, l'approccio utilizzato è consistito nell'implementare delle strategie di comando di controllo in grado di sfruttare, per quanto possibile, tutta la portata volumetrica che esse potessero ammettere.

Infine, nel Capitolo 5, i risultati ottenuti nei vari circuiti adottati, in termini di spazio percorso dall'attuatore e di durata della fase di decompressione, sono stati confrontati tra di loro. Le soluzioni con valvole proporzionali si sono rivelate più convenienti in termini di prestazioni rispetto all'utilizzo dell'orifizio: a parità di tempo di simulazione, infatti, si sono constatati miglioramenti fino al 37 % in termini di spazio percorso dall'attuatore.

## 2. Analisi della letteratura sull'argomento

### 2.1 Modelli fisico-matematici proposti in letteratura

E.S. Korchak [4] riporta una modellizzazione dinamica di un cilindro idraulico ad alta pressione soggetto a decompressione. Il modello proposto è riportato in figura 2.1:

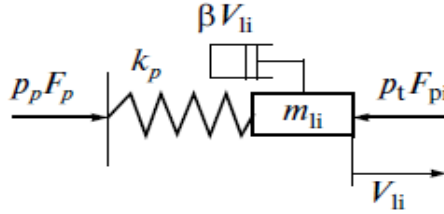


Figura 2.1: Modello dinamico (massa-molla) dell'olio idraulico [4]

È presente una colonna di liquido di massa  $m_l$  che nel cilindro agisce come una molla di rigidezza  $k_p$ , la cui compressione è determinata dall'energia totale accumulata di deformazione elastica. La decompressione consiste nel rilassamento della molla, che è ostacolato dalla forza d'inerzia (non mostrate in Fig. 1) e dalla forza di attrito viscoso-idraulico  $\beta V_{li}$  del canale di uscita.

Nel caso generale, la decompressione dei cilindri idraulici è descritta dall'equazione (2.1):

$$\frac{W_{cy}}{E_{cy}} \frac{dp_{cy}}{dt} + V_{li} f_{pi} = 0 \quad (2.1)$$

in cui  $p_{cy}$  è la pressione nel cilindro idraulico,  $W_{cy}$  e  $E_{cy}$  sono il volume totale e il modulo elastico dell'ingombro ridotto del cilindro,  $V_{li}$  è la velocità di uscita dal cilindro del liquido di lavoro,  $f_{pi}$  è la sezione trasversale del tubo di uscita; infine  $t$  è il tempo.

Inoltre è riportata l'equazione di bilancio della pressione:

$$p_{cy} - 0.5\rho\xi_v V_{li}^2 - \rho L \frac{dv_{cy}}{dt} = p_t \quad (2.2)$$

in cui  $0.5\rho\xi_v V_{li}^2$  è la perdita di carico nel superare la resistenza idraulica del tubo tra il cilindro idraulico e il serbatoio di stoccaggio,  $\rho$  è la densità del liquido di lavoro,  $\xi_v$  è la resistenza idraulica della valvola di scarico (ridotta all'area attiva del cilindro),  $\rho L \frac{dv_{cy}}{dt}$  è la perdita di pressione nella creazione del battente inerziale,  $L$  è la lunghezza del tubo (ridotta all'area attiva del cilindro),  $p_t$  è la pressione nel serbatoio di stoccaggio.

Di seguito si la resistenza idraulica della valvola di decompressione (a destra):

$$\xi_v = \xi_{min} \left[ 1 + \alpha \left( \frac{1}{\frac{t^{2n}}{t_{open}^{2n}}} - 1 \right) \right] \quad (2.3)$$

con  $\xi_{min}$  resistenza idraulica della valvola di scarico completamente aperta e  $t_{open}$  tempo di apertura della valvola.

Dalla combinazione di equazione. (2.2) ed equazione (2.3) si ottiene il modello matematico della  $\Delta p$  nel cilindro idraulico:

$$0.5\rho \left( \frac{w_{cy}}{E_{cy}f_{pi}} \right)^2 \xi_{min} \left[ 1 + \alpha \left( \frac{1}{\frac{t^{2n}}{t_{open}^{2n}}} - 1 \right) \right] \left( \frac{dp_{cy}}{dt} \right)^2 - \frac{w_{cy}}{E_{cy}f_{pi}} \rho L \frac{d^2 v_{cy}}{dt^2} + p_t - p_{cy} = 0 \quad (2.4)$$

La colonna di liquido nel cilindro idraulico può essere considerata come un sistema complesso costituito da due elementi, come mostrato in figura 2.2:

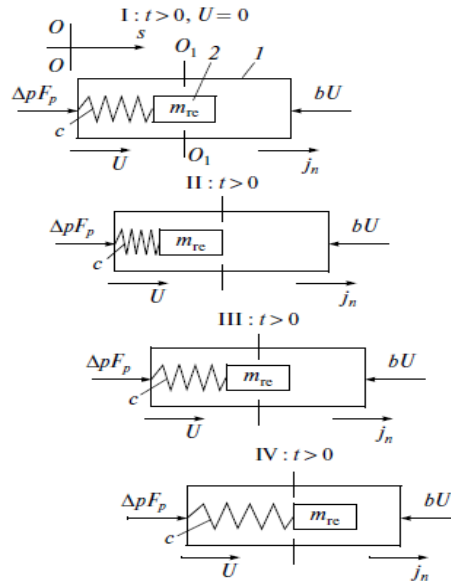


Figura 2.2: Fasi I-IV nell'oscillazione della colonna di liquido di un cilindro in decompressione [4]

- Il primo riproduce la configurazione della colonna di liquido ma ha massa nulla.
- Il secondo ha una massa ridotta  $m_{re}$  ed è situato all'interno dell'elemento 1, al quale è collegato elasticamente tramite una molla. Durante la decompressione, l'intero sistema si muove lungo l'asse  $s$  con velocità variabile  $U$  e accelerazione  $j_n$ . Le posizioni nel sistema fisso O–O, mentre le posizioni nel sistema mobile O<sub>1</sub>–O<sub>1</sub>.

L'elemento 2 (la massa ridotta della colonna di liquido) esegue oscillazioni smorzate rispetto all'asse O<sub>1</sub>–O<sub>1</sub> a causa dell'attrito viscoso. Per fermare il movimento del sistema rispetto all'asse O–O, si applica una forza inerziale opposta alla massa ridotta, in accordo con il principio di d'Alembert. Sulla base dell'equazione delle oscillazioni smorzate forzate, le oscillazioni della colonna di liquido possono essere convertite in oscillazioni di pressione. La pressione del liquido varierà quindi in proporzione all'accelerazione  $j_n$ :

$$\Delta p = \frac{j_n m_{re}}{F_p} \left[ 1 - e^{-ht} \left( t \cos \omega + \frac{h}{\omega} t \sin \omega \right) \right] \quad (2.5)$$

Considerando poi che  $\frac{j_n m_{re}}{F_p} = p_{cy}$  e introducendo  $\epsilon = \frac{A_{e,max}}{A_{th,max}}$ , rapporto tra ampiezze massime sperimentale e teorica, si ottiene:

$$\Delta p = p_{cy} \left[ 1 - \epsilon e^{-ht} \left( t \cos \omega + \frac{h}{\omega} t \sin \omega \right) \right] \quad (2.6)$$

Come si nota dalla figura 2.3 in basso, la discrepanza tra l'andamento dei dati sperimentali e i valori ricavati dall'equazione di  $\Delta p$  è molto bassa.

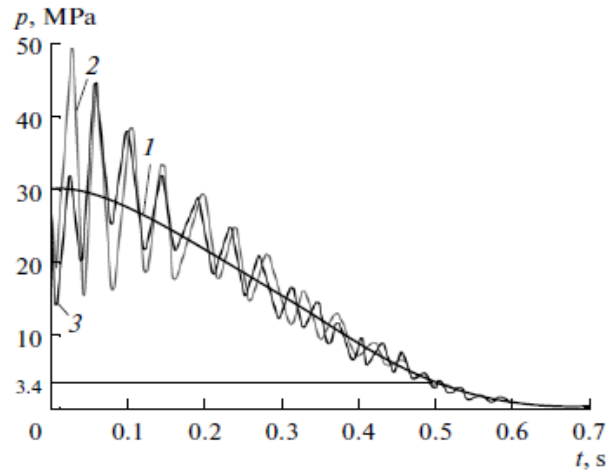
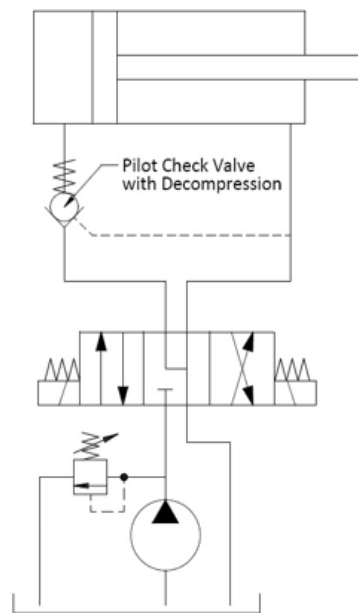


Figura 2.3: Andamenti nel tempo della pressione all'interno del cilindro idraulico: curva (1) secondo l'Eq. (2.4); curva (2) secondo l'Eq. (2.6); curva (3) secondo i dati sperimentali [4]

## 2.2 Report tecnici con soluzioni del problema

Nel corso degli anni varie soluzioni sono state proposte per la gestione del fenomeno della decompressione, così importante nei cilindri di grandi dimensioni.

L'articolo [5] propone l'introduzione nel circuito di una valvola di non ritorno pilotata, riportato in figura 2.4:

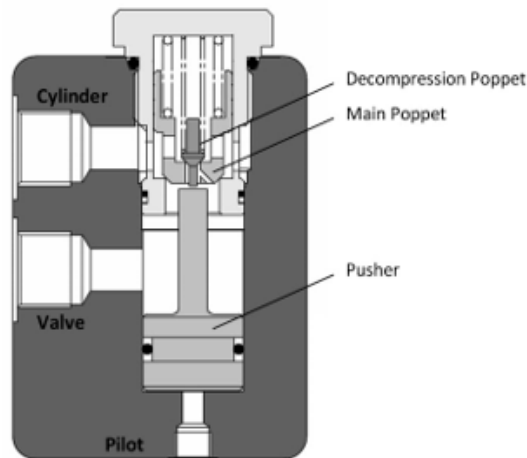


*Figura 2.4: Circuito idraulico che utilizza una valvola di non ritorno pilotata [5]*

Essa può fungere da:

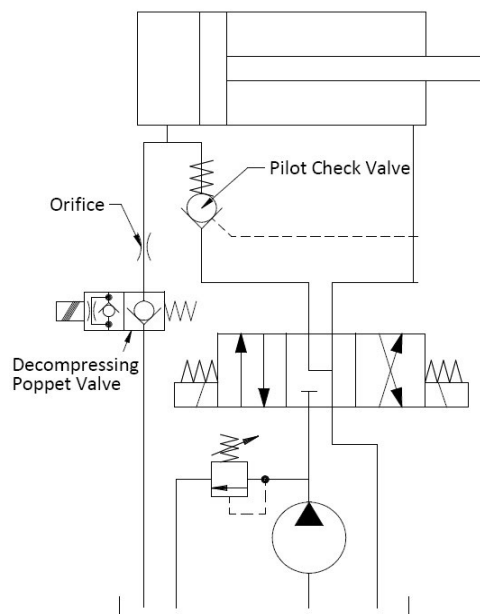
- **valvola di ritegno**, cioè fa sì che, in condizioni di stantuffo bloccato, l'olio non trafigli dalla camera posteriore alla valvola direzionale;
- **valvola di decompressione**, cioè quando lo stantuffo è in fase di rientro, una linea di pilotaggio aziona un otturatore, consentendo la fuoriuscita di una minima quantità di olio e quindi la diminuzione della pressione in camera.

Il dettaglio di questa valvola è mostrato in figura 2.5:



*Figura 2.5: Sezione della valvola di non ritorno pilotata, ad otturatore, con annessa funzione di decompressione [5]*

Un'alternativa a questa soluzione è l'utilizzo di una valvola di decompressione a otturatore, illustrata in figura 2.6:



*Figura 2.6: Circuito con valvola di ritegno e valvola di decompressione separate [5]*

Rispetto al caso precedente, vi è sempre una non ritorno, ma questa volta essa funge solo da valvola di ritegno.

L'energia potenziale del fluido compresso viene trasformata in calore attraverso l'orifizio di taglia compresa tra 0.8 mm e 1.6 mm.

È poi presente una valvola solenoide a otturatore con contatti in metallo su metallo che le garantiscono di non avere perdite. La valvola si apre prima della valvola principale a corrente continua e rilascia alcune gocce di olio. Questo garantisce che la pressione del cilindro sia vicina a zero quando si apre la valvola a solenoide principale. Ciò consente alla valvola di controllo pilotata (con rapporti pilota standard da 3 a 4) di funzionare senza problemi di rumore o vibrazioni.

Nei circuiti analizzati finora, tuttavia, non vi è la possibilità di collegare la fine della fase di decompressione con la commutazione della valvola direzionale, e quindi la fase di rientro dell'attuatore.

La soluzione proposta nell'articolo [6] tenta di risolvere questo inconveniente, aggiungendo al circuito di base un **pressostato** e una **valvola direzionale a solenoide singolo** (la valvola di decompressione) al fine di rendere la decompressione automatica e regolabile, come mostrato in figura 2.7:

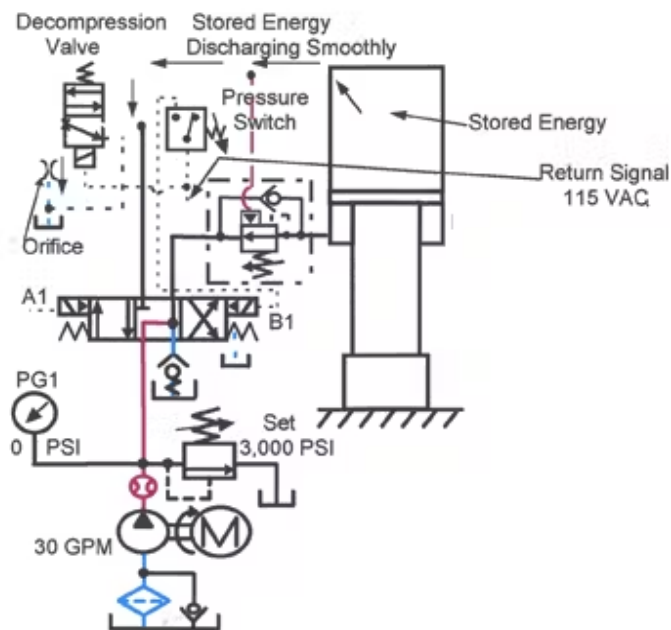


Figura 2.7: Circuito idraulico con protezione da decompressione durante questa fase [6]

- Nella fase di **estensione dello stantuffo**, nella camera superiore è immagazzinata una certa energia potenziale di compressione dell'olio. La pressione è perciò superiore a quella impostata nel pressostato e il suo contatto è aperto.
- All'inizio della fase di **rientro dello stantuffo**, viene inviato un segnale elettrico, che energizza il solenoide della valvola di decompressione facendola commutare. In questo modo si consente, tramite questa valvola, lo scarico di parte dell'olio in camera, fino a che la pressione non scende al di sotto di quella impostata nel pressostato. Quest'ultimo chiude il suo contatto e consente al segnale elettrico di energizzare il solenoide B1, che commuta la valvola e consente il rientro dello stantuffo stesso.



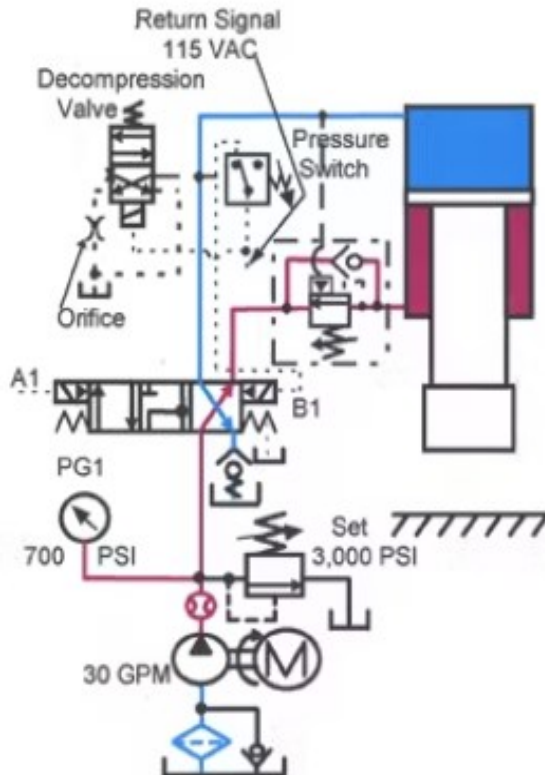


Figura 2.8: Circuito idraulico con protezione da decompressione durante il rientro dell'attuatore [6]

Anche in questo caso, sulla linea che dalla valvola direzionale di decompressione è stato inserito un orifizio, la cui dimensione determina il tempo di decompressione.

- Se l'orifizio è troppo grande, lo shock è minore ma potrebbe comunque essere sufficiente a causare danni;
- Se l'orifizio è troppo piccolo, non c'è shock da decompressione ma il tempo di ciclo aumentare.

Tuttavia entrambe le soluzioni analizzate finora, pur essendo di semplice attuazione a livello costruttivo, presentano un limite nell'utilizzo di un orifizio fisso: quest'ultimo, sebbene sia in grado di ridurre l'effetto della decompressione, cioè la fuoriuscita repentina dell'olio dalla camera dell'attuatore, ha lo svantaggio di mantenere in pressione la camera stessa.

A questo proposito, M. Shinada e E. Kojima [7], al fine di ottimizzare la gestione dello shock idraulico che si manifesta nella fase di decompressione di un circuito, propongono l'utilizzo di una valvola direzionale proporzionale. Quest'ultima è controllata da un segnale di tensione rappresentabile con una funzione lineare a tratti nel dominio del tempo. Dei sensori misurano i valori di pressione in camera, posizione e velocità dell'attuatore e, grazie ad un algoritmo di ottimizzazione, stabiliscono per ogni tratto il valore del segnale in ingresso  $\bar{e}$  e la sua durata temporale  $a$ . Una rappresentazione stilizzata della funzione lineare a tratti è riportata nella figura 2.9:

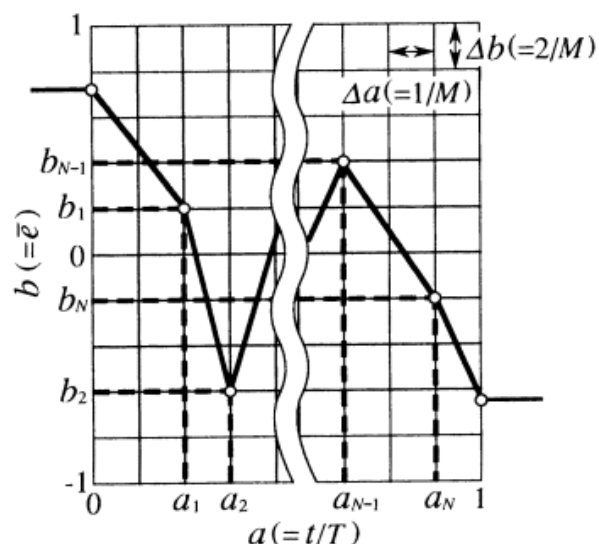


Figura 2.9: Segnale d'ingresso valvola proporzionale lineare a tratti [7]

Un'alternativa a questa soluzione è riportata nel paper [8], nell'ambito dello studio di un impianto di perforazione idraulico per gas metano da giacimenti carboniferi. In prima analisi, anche in questo caso, si introduce un orifizio nel circuito, in grado di generare una contropressione nella camera lato stantuffo, raggiungendo così lo scopo della perforazione a decompressione. Lo svantaggio di questo circuito è che la contropressione è difficile da regolare, le perdite di pressione nell'orifizio sono elevate, con conseguente notevole aumento della temperatura dell'olio idraulico.

L'utilizzo di una valvola limitatrice di pressione in alternativa all'orifizio consente di regolare la pressione nella camera lato stantuffo in maniera semplice e accurata. I circuiti di perforazione che utilizzano in alternativa un orifizio e una valvola limitatrice di pressione sono riportati in figura 2.10:

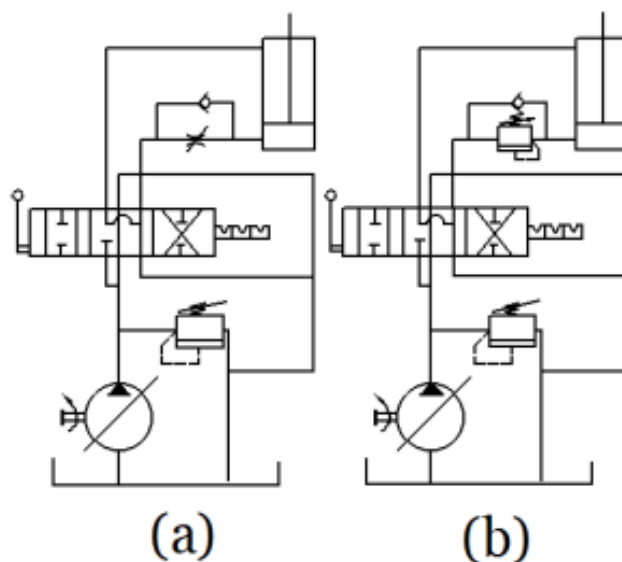


Figura 2.10: Circuiti idraulici di perforazione che utilizzano per la decompressione un orifizio (a) e una valvola limitatrice di pressione (b) [8]

Nel Capitolo 4, le varie configurazioni di circuiti introdotte finora sono state analizzate e sono state messe a confronto, analizzandone le caratteristiche principali e individuando le migliori in termini di efficacia nel controllo ed efficienza.

## 3 Studio del circuito e dei componenti utilizzati

### 3.1 Proprietà dell'olio idraulico

L'olio idraulico è il vettore energetico che consente la trasmissione di potenza all'interno di un impianto oleodinamico. Di seguito è riportata un'analisi delle principali grandezze fisiche che ne definiscono il comportamento.

#### 3.1.1 Modulo di comprimibilità

Il modulo di comprimibilità  $\beta$  è una misura della resistenza del fluido quando su di esso è applicata una forza di compressione:

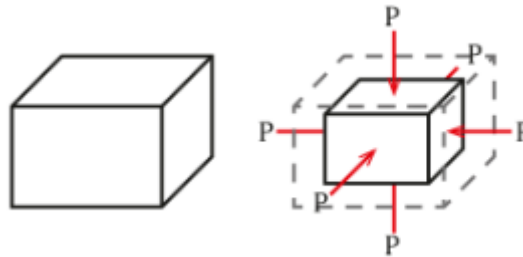
$$\beta = -V_0 \frac{\Delta p}{\Delta V} \quad (3.1)$$

in cui  $V_0$  è il volume indeformato, mentre  $\Delta p$  e  $\Delta V$  sono rispettivamente le variazioni di pressione e volume all'interno del volume considerato.

La comprimibilità è la grandezza che influenza la quantità di energia assorbita dall'olio e rilasciata durante la fase di decompressione: un alto valore di  $\beta$  rende il sistema più "rigido", quindi meno soggetto a shock da decompressione.

Il paper [9] distingue il caso in cui sia presente olio puro o una miscela olio-aria. In particolare, nel caso di aria non dissolta nell'olio, il suddetto modulo diminuisce all'aumentare della quantità d'aria. ( $\beta$  è inversamente proporzionale alla rigidità della miscela olio-aria, che è maggiore di quella dell'olio puro).

Di seguito, in figura 3.1, una rappresentazione stilizzata di un volume sottoposto a compressione:



*Figura 3.1: Rappresentazione stilizzata della comprimibilità dell'olio*

Il modulo di comprimibilità può essere espresso come secante o tangente.

Nel primo caso si considerano le variazioni complessive di volume e pressione, per cui il valore di calcolo sarà approssimativo. Nel secondo caso invece, l'utilizzo della derivata consente di determinare il valore esatto in un determinato punto.

In figura 3.2 sono riportati i valori di modulo di comprimibilità secante e tangente:

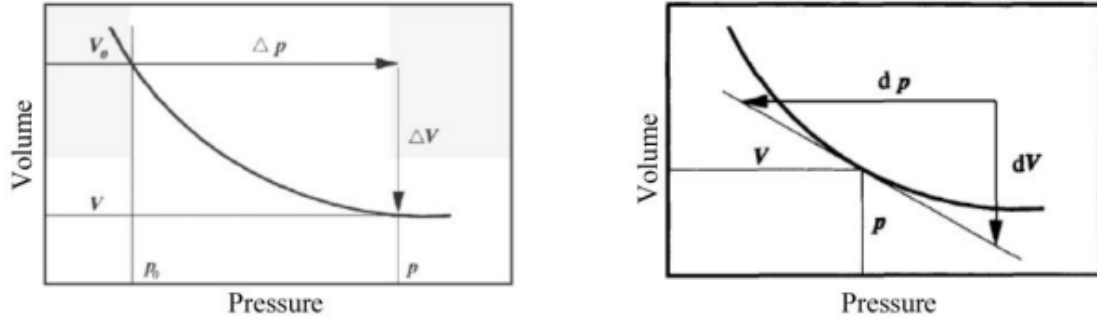


Figura 3.2: Modulo di comprimibilità secante (a sinistra) e tangente (a destra) [9]

Inoltre il modulo di comprimibilità può essere Isotermo, se calcolato a temperatura costante, oppure Isentropico, calcolato come prodotto tra il suddetto modulo di comprimibilità Isotermo ed il rapporto  $\frac{c_p}{c_v}$ , nel quale  $c_p$  e  $c_v$  sono rispettivamente il calore specifico a pressione e volume costante.

### 3.1.2 Densità

La densità è data dal rapporto tra massa  $m_0$  e volume  $V_0$ , (nelle condizioni di riferimento di  $p_0 = 1 \text{ bar}$  e  $t_0 = 25^\circ\text{C}$ ), come riportato nell'equazione (3.2):

$$\rho_0 = \frac{m_0}{V_0} \quad (3.2)$$

A partire dall'equazione (3.1), essa può essere riscritta in termini differenziali. Inoltre grazie all'equazione (3.2) si sostituisce la densità  $\rho$  al volume  $V$ :

$$\beta = \rho \frac{dp}{d\rho} \quad (3.3)$$

Esplicitando quindi i due differenziali  $dp$  e  $d\rho$  ai due membri e integrando l'equazione a variabili separabili, si può trovare l'espressione della densità  $\rho$  dipendente dalla pressione  $p$  e dal modulo di comprimibilità  $\beta$ :

$$\rho = \rho_0 e^{\frac{p-p_0}{\beta}} \quad (3.4)$$

La variazione della pressione e del modulo di comprimibilità dell'olio idraulico influenza comunque in maniera poco significativa la sua densità, e ciò lo si evince dalla figura 3.3:

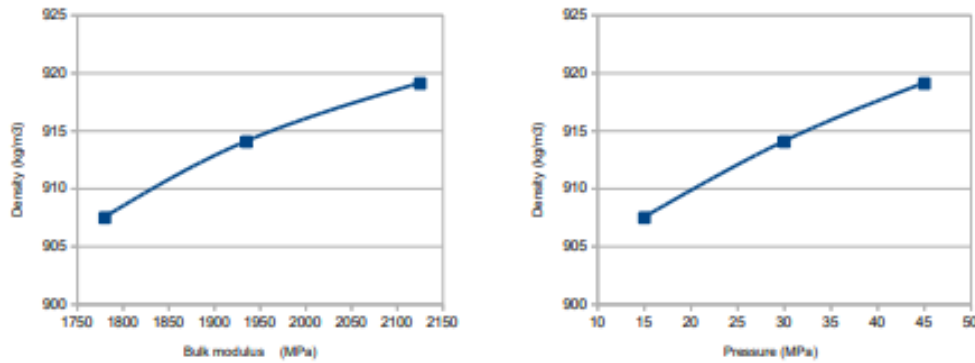


Figura 3.3: Effetto della variazione di pressione e del modulo di comprimibilità sulla densità dell'olio idraulico [10]

### 3.1.3 Viscosità

La viscosità è una misura della resistenza di un fluido all'applicazione di uno sforzo di taglio. Si considera il fluido come un insieme di strati adiacenti sovrapposti e confinati tra un piano fisso e uno mobile, la viscosità dinamica è data dall'equazione (3.5):

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} \quad (3.5)$$

in cui  $\tau$  è lo sforzo di taglio,  $y$  è la distanza del generico stato di fluido dal piano fisso e  $u$  è la velocità del generico strato. L'andamento della velocità  $u$  in funzione della coordinata  $y$  è rappresentato in figura 3.4:

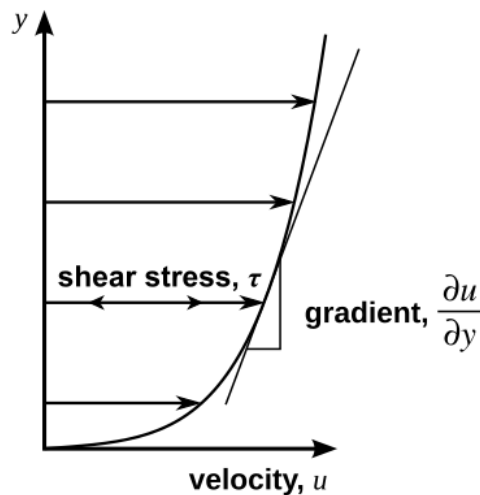


Figura 3.4: Andamento della velocità del fluido al variare della coordinata  $y$

La viscosità dell'olio può influenzare il suo comportamento nella fase di decompressione: un fluido ad alta viscosità che oppone quindi maggiore resistenza al flusso, riduce l'effetto delle oscillazioni di pressione. Tuttavia ciò può allungare i tempi ciclo, portando a perdite di efficienza del sistema. Una grandezza che influisce sulla viscosità del fluido è la temperatura: infatti, un aumento di temperatura riduce la viscosità, con conseguente decompressione rapida e incontrollata.

Al fine di definire il regime di moto con cui il fluido si muove è introdotto il numero di Reynolds  $Re$  nell'equazione (3.6)

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (3.6)$$

in cui  $\mu$  è la viscosità dinamica definita dall'equazione (3.5),  $\rho$  è la densità del fluido,  $v$  è la sua velocità media,  $L$  è la dimensione caratteristica del moto in questione (nel caso di fluido che scorre in tubazione circolare esso corrisponde al diametro  $D$  della stessa).

In particolare:

- per  $Re \leq 2300$ , si è in regime Laminare;
- per  $2300 \leq Re \leq 4000$ , si è in regime di transizione;
- per  $Re > 4000$ , si è in regime Turbolento;

## 3.2 Equazioni costitutive del sistema

### 3.2.1 Resistenza idraulica

La resistenza idraulica è data dal rapporto tra la caduta di pressione (perdita di carico) attraverso una restrizione geometrica e la portata di fluido che la attraversa. Nel circuito oleodinamico, la resistenza è associata al comportamento di un orifizio, dei condotti interni di una valvola direzionale o delle tubazioni di collegamento dei vari componenti.

La portata volumetrica  $Q$  può essere calcolata con l'equazione (3.7):

$$Q = C_d A_x \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3.7)$$

in cui  $\rho$  è la densità del fluido,  $A_x$  è la superficie frontale della restrizione, mentre  $\Delta p$  è la caduta di pressione ai capi della stessa.  $C_d$  è il coefficiente di efflusso della restrizione e dipende dalla sua forma e dimensione, dal tipo di regime (laminare o turbolento) ecc. In questa trattazione è stato considerato il valore costante  $C_d = 0.7$ .

### 3.2.1 Capacità idraulica

La capacità idraulica, all'interno del circuito associata alle camere di lavoro dell'attuatore, è una misura della comprimibilità dell'olio, quindi della sua attitudine a immagazzinare energia sotto forma di energia potenziale idraulica.

Al fine di trovare la relazione tra  $\frac{dp}{dt}$  e  $\frac{dV}{dt}$  si introduce l'equazione di conservazione della massa:

$$\frac{dm}{dt} = \Sigma dm_i \quad (3.8)$$

nella quale  $\frac{dm}{dt}$  è la variazione di massa all'interno di un volume di controllo, mentre  $\Sigma dm_i$  è la sommatoria dei contributi di portata massica che entrano ed escono dallo stesso volume di controllo.

Ponendo  $m = \rho V$ , la sua derivata è data da:

$$\frac{dm}{dt} = V \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{dV}{dt} \quad (3.9)$$

Si raccoglie ora il termine  $\frac{d\rho}{dt}$  e dall'equazione (3.9): si ottiene la (3.10):

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\frac{dm}{dt} - \rho \frac{dV}{dt}}{V} = \frac{\Sigma dm_i - \rho \frac{dV}{dt}}{V} \quad (3.10)$$

Derivando alle derivate parziali la densità  $\rho$  rispetto alle variabili  $p$  e  $T$  si ottiene:

$$\frac{d\rho}{dt} = \left( \frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T \cdot \frac{dp}{dt} + \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \cdot \frac{dT}{dt} \quad (3.11)$$

Si raccoglie ora il termine  $\frac{dp}{dt}$  e dall'equazione (3.11): si ottiene la (3.12):

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{\left( \frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T} \left( \frac{d\rho}{dt} - \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \cdot \frac{dT}{dt} \right) \quad (3.12)$$

Si riscrivono i seguenti termini:

- $\beta_t = \rho \cdot \frac{1}{\left( \frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T}$  è il modulo di comprimibilità isoterma;
- $\alpha = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$  è il coefficiente di espansione termica a pressione costante;

Sostituendo i termini  $\beta_t$  e  $\alpha$  appena sviluppati, l'equazione (3.12) diventa:

$$\frac{dp}{dt} = \beta_t \left( \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \alpha \cdot \frac{dT}{dt} \right) = \beta_t \left( \frac{\Sigma dm_i - \rho \frac{dV}{dt}}{\rho V} + \alpha \frac{dT}{dt} \right) \quad (3.13)$$

In particolare, l'olio idraulico utilizzato in questa trattazione è l'ISO VG 46 – Mobil DTE 25, ad alto indice di viscosità, i cui parametri caratteristici (densità  $\rho_0$ , modulo di comprimibilità isoterma  $\beta_t$ , viscosità dinamica  $\mu$ , temperatura iniziale  $T_0$  e calore specifico a pressione costante  $c_p$ ) sono riportati in tabella 3.1

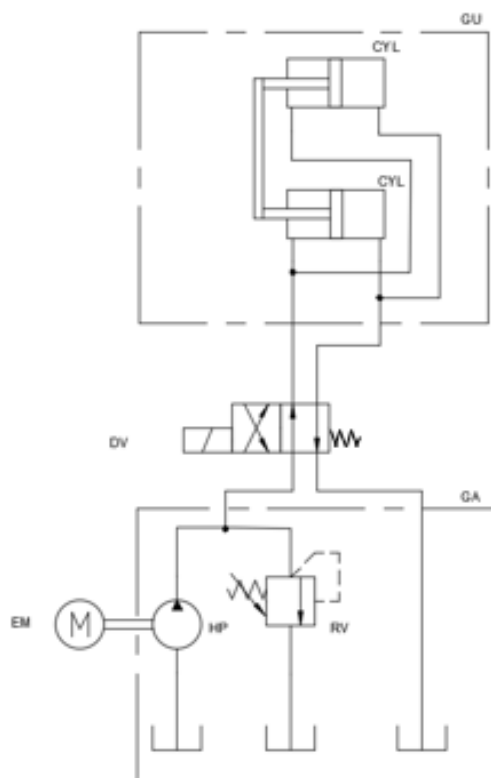
Tabella 3.1: Parametri caratteristici dell'olio idraulico ISO VG 46 - Mobil DTE 25

$\rho_0$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\beta_t$ [bar]	$\mu$ [cP]	$T_0$ [°C]	$c_p$ [J/(kgK)]
875	16000	55	40	1850

Poiché i valori di densità e di modulo di comprimibilità non variano in modo significativo, al fine di semplificare le formule utilizzate nei vari circuiti nel Capitolo 4, queste grandezze sono state considerate costanti.

### 3.3 Rappresentazione del circuito idraulico e analisi dettagliata dei componenti

Il circuito oleodinamico di riferimento è costituito da due attuatori a doppio effetto disposti in parallelo collegati meccanicamente dal lato dello stelo, le cui camere sono collegate alle bocche di una valvola direzionale on-off 4 vie 2 posizioni di lavoro. Una rappresentazione del circuito è riportata in figura 3.5:



*Figura 3.5: Circuito oleodinamico di riferimento (con i due attuatori in parallelo) in formato ISO*

Di seguito vengono introdotti i componenti principali del circuito oleodinamico, presenti in tutte le configurazioni analizzate nel Capitolo 4 (i componenti specifici di ogni configurazione verranno analizzati di volta in volta nel paragrafo specifico).



### 3.3.1 Pompa volumetrica a cilindrata fissa

La pompa volumetrica è il componente meccanico che trasforma l'energia meccanica generata da un motore elettrico in energia idraulica. Essa preleva da un serbatoio l'olio idraulico (creando una depressione in aspirazione) e lo invia sulla linea di mandata, consentendo quindi la generazione di una portata d'olio. In questo modo essa è in grado di alimentare il circuito (ad esempio mettendo in movimento un attuatore) e la pressione dell'olio è definita dalla resistenza del circuito stesso. In questa tesi è stata impostata una velocità di rotazione  $n = 1800 \text{ rev/min}$  e una cilindrata di  $V = 200 \text{ cm}^3$ , in modo da erogare quindi una portata volumetrica  $Q = 360 \text{ l/min}$ . Un esempio di pompa volumetrica a pistoncini a cilindrata fissa è riportata in figura 3.6:



Figura 3.6: Esempio di pompa volumetrica a pistoncini a cilindrata fissa

### 3.3.2 Valvola limitatrice di pressione assoluta

La valvola limitatrice di pressione è il componente del circuito in grado di limitare la pressione massima nel sistema. Essa è costituita da un corpo cavo nel quale scorre il cassetto valvola: su una superficie utile di quest'ultimo agisce la pressione di monte (tramite una linea di pilotaggio), mentre sulla superficie opposta agisce una molla. Quando la pressione esercitata dalla pressione di monte supera la pressione di taratura della valvola  $p^*$ , questa si apre e inizia a scaricare la portata d'olio a serbatoio. In particolare in questa simulazione è stato scelto un valore  $p^* = 350 \text{ bar}$  costante. La pressione di taratura della valvola limitatrice di pressione è stata resa in seconda analisi variabile. Una vista in sezione della valvola limitatrice di pressione è riportata nella figura 3.7:

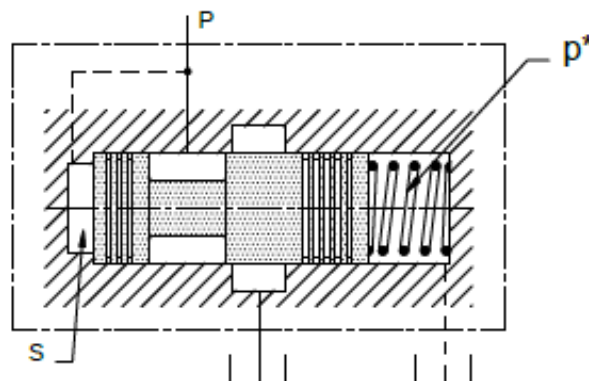


Figura 3.7: Vista in sezione di una valvola limitatrice di pressione

### 3.3.3 Valvola direzionale

La valvola di controllo della direzione (anche definita distributore) è il componente in grado di gestire la direzione dell'olio idraulico all'interno del circuito, e quindi il movimento dell'attuatore. È costituita da un corpo esterno cavo nel quale giungono i vari condotti provenienti dai vari componenti del circuito, e da un cassetto interno mobile, il quale spostandosi collega di volta in volta in maniera diversa gli stessi condotti tra di loro. Il cassetto può essere a posizionamento discreto (valvola on-off) o a posizionamento continuo (valvola proporzionale). La valvola direzionale proporzionale permette quindi di controllare la portata di olio attraverso posizioni intermedie del cassetto proporzionali ad un segnale in ingresso che può essere elettrico o idraulico.

1. Nel primo caso il comando della valvola è diretto e può essere costituito da un solenoide proporzionale in tensione o in corrente.
2. Nel secondo caso invece la valvola è pilotata: è presente uno stadio pilota a comando elettrico che controlla con un segnale idraulico lo stadio principale. In questo modo è possibile gestire portate molto elevate, poiché il solenoide deve spostare solo il cassetto dello stadio pilota.

L'utilizzo di una valvola direzionale proporzionale consente quindi il controllo di macchine di grandi dimensioni in modo preciso e accurato.

La vista in sezione di una valvola direzionale proporzionale è riportata in figura 3.8:

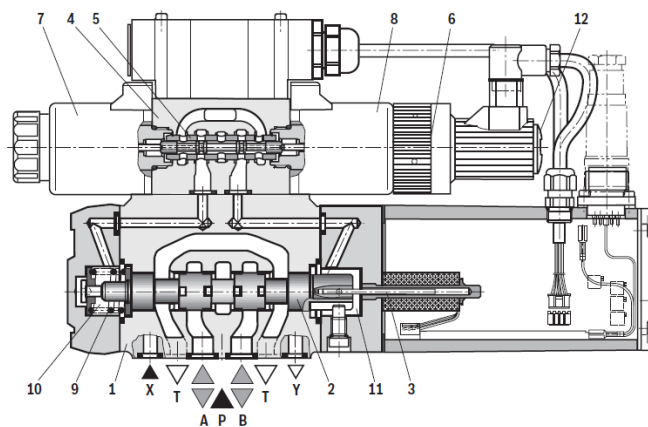


Figura 3.8: Vista in sezione di una valvola direzionale proporzionale

### 3.3.4 Tubazioni

Le tubazioni all'interno del circuito sono gli elementi necessari per il trasferimento dell'olio idraulico tra i vari componenti del circuito (pompa volumetrica, valvole, attuatore e serbatoio). L'olio che scorre al loro interno ha un effetto:

- *Capacitivo*, dovuto al fatto che essendo esso comprimibile (come visto nei paragrafi precedenti), un incremento della pressione implica un aumento di densità (comportamento a molla);
- *Resistivo*, dovuto al fatto che per scorrere all'interno di tubazioni a volte lunghe, esso ha bisogno di una variazione di pressione;

Nelle simulazioni in Amesim, le tubazioni sono state modellate mediante un sotto-modello a parametri concentrati resistivo e capacitivo, in modo che la pressione potesse essere rappresentata da un singolo valore. Per semplicità di simulazione non è stato preso in esame l'effetto dell'inerzia dell'olio all'interno dei condotti.

Per i circuiti in analisi sono state considerate tubazioni in acciaio, quindi ad alta resistenza di pressione e temperatura per il collegamento tra la valvola direzionale e le due camere dell'attuatore e tra la

stessa valvola e il serbatoio. sono state. I parametri relativi alle tubazioni sono riportati nella tabella 3.2:

*Tabella 3.2: Parametri caratteristici delle tubazioni dei circuiti di riferimento*

$L_{tubo}$ [m]	$D_{tubo}$ [mm]	$s_{tubo}$ [mm]	$E$ [Mpa]	$Rugosità$ [mm]
10	50	10	206000	0.025

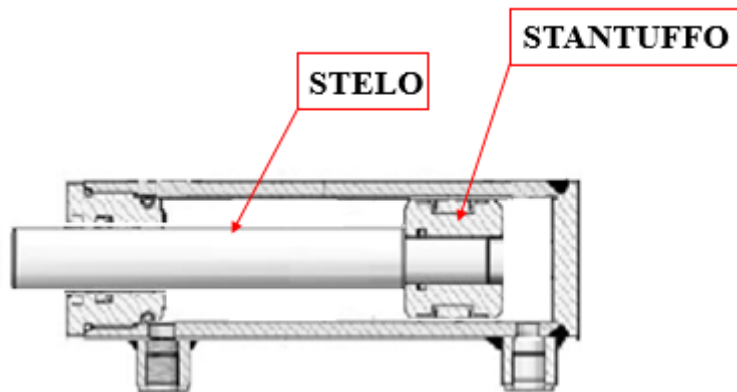
La portata volumetrica limite da non superare all'interno dei condotti è stata impostata a  $Q_{lim,tubo} = 950 \text{ l/min}$ .

Inoltre gli altri tubi del circuito in Amesim sono stati considerati come collegamenti diretti.

### 3.3.5 Attuatore oleodinamico

L'attuatore idraulico è il componente del circuito che trasforma l'energia idraulica propria dell'olio in pressione in energia meccanica, quindi in movimento lineare in estensione o in rientro. È costituito da un corpo cilindrico cavo nel quale è inserito il corpo mobile, a sua volta composto da un cilindro pieno (lo stantuffo) collegato ad un'asta (lo stelo) alla quale poi è applicato il carico esterno. La presenza di guarnizioni evita il trafilamento dell'olio tra le due camere e verso l'esterno. Nel caso di attuatore a doppio effetto, entrambe le camere che si vengono a creare possono essere riempite d'olio, e il corpo mobile con il suo movimento ne modifica il volume. La presenza dello stelo fa sì che una delle due camere abbia una superficie trasversale di area minore rispetto all'altra. Se in una delle due camere è presente una pressione maggiore rispetto a quella presente nell'altra, l'attuatore si muoverà nella direzione tale da aumentare il volume della camera a pressione maggiore.

Uno schema di attuatore lineare a doppio effetto è rappresentato in figura 3.9:



*Figura 3.9: Vista in sezione di un attuatore a doppio effetto*

Nella presente trattazione, nelle varie simulazioni è stata considerata una forza resistente  $F = 0 \text{ N}$ , poiché nell'ottica di uno studio del fenomeno della decompressione, la presenza di un carico non è rilevante.

I parametri geometrici relativi agli attuatori (diametro dello stantuffo  $D$ , diametro dello stelo  $d$ , corsa  $L$  e volumi di spazio morto delle due camere  $dd1$  e  $dd2$ ) sono riportati nella tabella 3.3:

Tabella 3.3: Diametri di stantuffo e stelo e corsa degli attuatori in parallelo

$D$ [mm]	$d$ [mm]	$L$ [mm]	$dd1$ [cm <sup>3</sup> ]	$dd2$ [cm <sup>3</sup> ]
180	125	2600	50	50

Al fine di semplificare la rappresentazione dei vari circuiti che verranno analizzati nel seguente capitolo, i due attuatori in parallelo sono stati ridotti ad un unico attuatore di dimensioni equivalenti. A partire dalla formula della superficie dello stantuffo  $A = \pi \frac{D^2}{4}$  e di quella dello stelo  $a = \pi \frac{d^2}{4}$ , data  $v$  la velocità di fuoriuscita dell'attuatore, sono state ricavate le portate volumetriche  $Q_1 = A v$  e  $Q_2 = (A - a)v$  rispettivamente della camera lato stantuffo e lato stelo del singolo attuatore. Le portate equivalenti sono date da:

$$Q_{1,eq} = A_{eq} v = \pi \frac{D_{eq}^2}{4} v = 2 A v = 2\pi \frac{D^2}{4} v \quad (3.11)$$

da cui si ricava  $D_{eq} = \sqrt{2} D = 254,56 \text{ mm}$

Allo stesso modo si può scrivere:

$$Q_{2,eq} = (A_{eq} - a_{eq}) v = \pi \frac{(D_{eq}^2 - d_{eq}^2)}{4} v = 2 (A - a) v = 2\pi \frac{(D^2 - d^2)}{4} v \quad (3.12)$$

da cui si ricava  $d_{eq} = \sqrt{2} d = 176,78 \text{ mm}$ .

## 4 Implementazione delle strategie di comando

### 4.1 Introduzione al software Simcenter Amesim

Simcenter Amesim è un software di simulazione 1D multi-dominio che permette di modellare e analizzare sistemi più o meno complessi di tipo meccanico, pneumatico, termico, elettrico e idraulico. L'ambiente si basa su librerie di componenti schematizzati che rappresentano elementi fisici. I modelli vengono descritti grazie ad equazioni non lineari dipendenti dal tempo. Esso è strutturato in 4 sezioni:

1. *Sketch mode*, in cui è possibile modellare un sistema fisico collegando tra di loro i componenti che lo costituiscono;
2. *Submodel mode*, in cui ad ogni componente si assegna un sotto-modello fisico dettagliato;
3. *Parameter mode*, in cui nelle tabelle dati dei vari componenti vengono impostati i parametri numerici che li definiscono;
4. *Simulation mode*, in cui avviene la simulazione del modello fisico e l'analisi dei risultati ottenuti, rappresentati in appositi grafici.

Grazie alla sua interfaccia intuitiva e all'ampio numero di librerie di componenti, questo software consente di comprendere il comportamento di un sistema fisico e, se necessario, di ottimizzarlo.

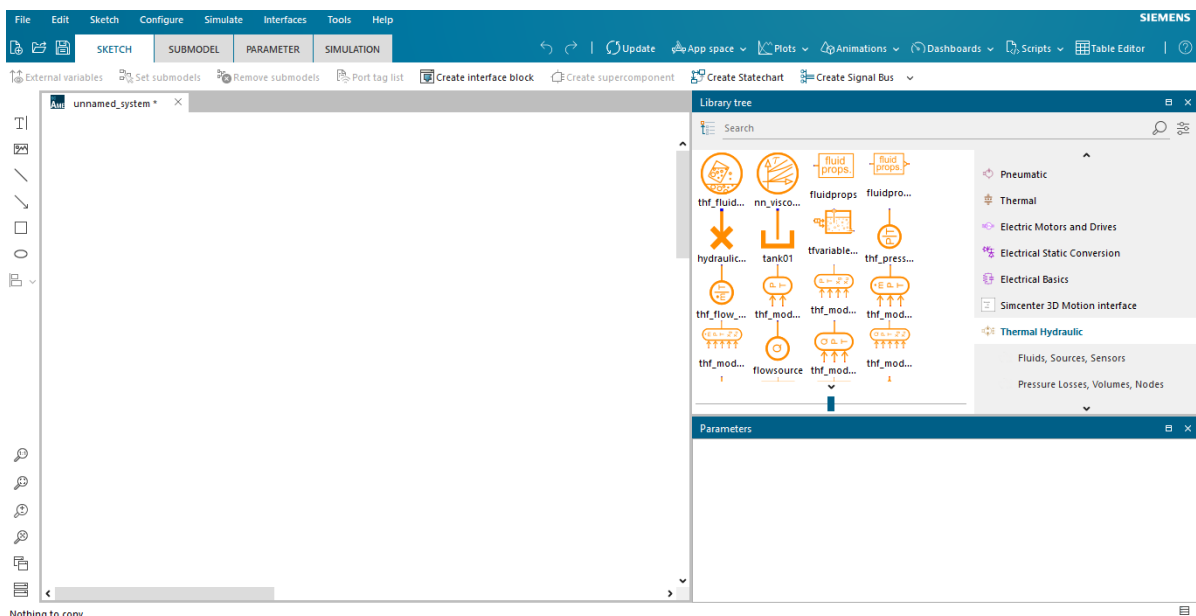


Figura 4.1: Interfaccia dell'ambiente Simcenter Amesim

In questa trattazione è utilizzata la libreria "Thermal-Hydraulic", al fine di tenere conto dell'incremento di temperatura all'interno delle tubazioni del circuito idraulico caratterizzato da pressioni di esercizio e volumi elevati.

Considerando il comportamento resistivo delle tubazioni del circuito, in particolare del condotto di scarico, tutta l'energia idraulica propria dell'olio viene trasformata in calore. Si scrive il primo principio della termodinamica in forma differenziale:

$$\frac{dh}{dt} = c_p \frac{dT}{dt} + \frac{(1-\alpha T)}{\rho} \frac{dp}{dt} \quad (4.1)$$

Ponendo poi  $\frac{dh}{dt} = 0$  (si considera la trasformazione isoentalpica), l'equazione (4.1) può essere integrata, esplicitando il valore di temperatura finale  $T_{out}$ :

$$T_{out} = T_{in} + \frac{(1-\alpha T_{in})|\Delta p|}{\rho \cdot c_p} \quad (4.2)$$

Gli andamenti di temperatura dell'olio idraulico nel condotto di scarico relativi ai vari circuiti analizzati sono riportati nei vari paragrafi di questo capitolo.

## 4.2 Definizione condizioni di funzionamento dei vari circuiti

Per i vari circuiti è stato considerato un tempo di simulazione  $t = 5 \text{ s}$ . All'attuatore di corsa  $L = 2600 \text{ mm}$  è stato imposto uno spostamento iniziale  $x_0 = 2570 \text{ mm}$ , in modo che esso sia quasi completamente esteso. Il ciclo di lavoro è stato quindi diviso in 2 fasi, seguendo il movimento dell'attuatore:

1. **Fine estensione dell'attuatore** ( $0 \text{ s} - 1,2 \text{ s}$ ), nella quale esso completa la sua corsa. Essendo imposto sull'attuatore un carico resistente  $F = 0 \text{ N}$ , la valvola limitatrice di pressione si apre e scarica la portata inviata dalla pompa al serbatoio, imponendo nella camera lato stantuffo una pressione  $p_1 = p^* = 350 \text{ bar}$  nella camera dell'attuatore lato stantuffo. Una schematizzazione dello stantuffo in estensione è riportata in figura 4.2:

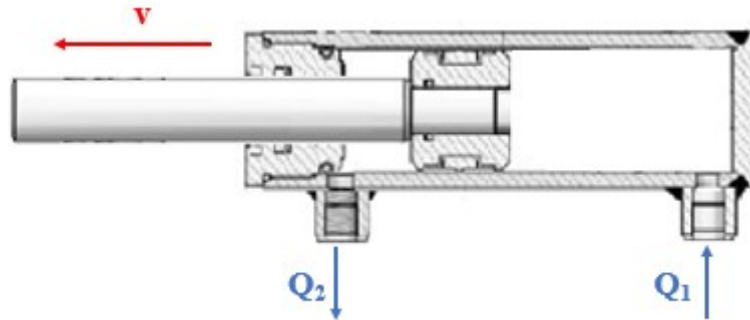


Figura 4.2: Schema attuatore idraulico in estensione

2. **Rientro dell'attuatore** ( $1,2 \text{ s} - 5 \text{ s}$ ): in questa fase la valvola direzionale commuta, e la camera dell'attuatore lato stantuffo inizia a svuotarsi in maniera repentina. Infatti a causa della comprimibilità dell'olio idraulico, la portata volumetrica ha un improvviso picco e la pressione  $p_1 = p^* = 350 \text{ bar}$  diminuisce. Una schematizzazione dello stantuffo in rientro è riportata in figura 4.3:

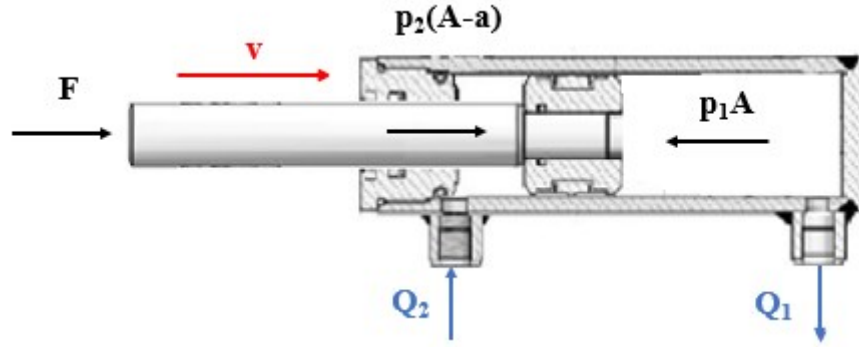


Figura 4.3: Schema attuatore idraulico in rientro

In una prima fase (chiamata fase di decompressione), lo stantuffo rimane fermo. Le varie configurazioni di circuito analizzate in seguito hanno come fine la gestione di questa fase. Si introduce quindi, con l'equazione (4.3), il bilancio delle forze di pressione che agiscono sulle superfici utili dell'attuatore:

$$p_1 A + F = p_2 (A - a) \quad (4.3)$$

Si ricorda che il carico agente sull'attuatore è dato da  $F = 0 \text{ N}$ .

Trascorso un intervallo di tempo dell'ordine del decimo di secondo, la fase di decompressione finisce e l'attuatore inizia a muoversi. Quindi, dall'equazione (4.3) si può ricavare:

$$p_{1,dec} = \frac{p_2 (A - a)}{A} \quad (4.4)$$

In seguito, la portata volumetrica nella camera 1 si porta al valore stazionario: poiché il valore di portata volumetrica in camera 2 raggiunge il valore  $Q_2 = (A - a)v = 360 \text{ l/min}$ , la portata camera 1 può essere espressa dall'equazione (4.5):

$$Q_{1,staz} = Av = Q_2 \frac{A}{A - a} \quad (4.5)$$

Al fine di valutare l'influenza dei parametri geometrici dell'attuatore sulle grandezze caratteristiche del circuito (in questo caso gli andamenti nel tempo di pressione  $p_1$  e portata volumetrica  $Q_1$ ), le simulazioni sono state eseguite in modalità *Batch*, facendo variare ad esempio il diametro dello stantuffo. Infatti, oltre al valore equivalente calcolato nel Capitolo 3  $D = 254,56 \text{ mm}$  proprio del circuito di riferimento sono stati considerati 3 altri valori di diametro ad esso comparabili- in tabella 4.1:

Tabella 4.1: Diametri dello stantuffo e corrispondenti valori di pressione  $p_{1,dec}$  e portata volumetrica  $Q_{1,staz}$

$D \text{ [mm]}$	$p_{1,dec} \text{ [bar]}$	$Q_{1,staz} \text{ [l/min]}$
245	168,26	750,99
254,56	181,72	695,34
265	194,80	648,67
275	205,95	613,54

### 4.3 Circuito idraulico con valvola direzionale on-off 4 vie 2 posizioni di lavoro e orifizio

Il circuito di riferimento considerato utilizza una valvola direzionale 4 vie 2 posizioni di lavoro a posizionamento discreto e un orifizio a taratura fissa. Il circuito in formato ISO e quello costruito in ambiente Amesim sono riportati in figura 4.4 e figura 4.5:

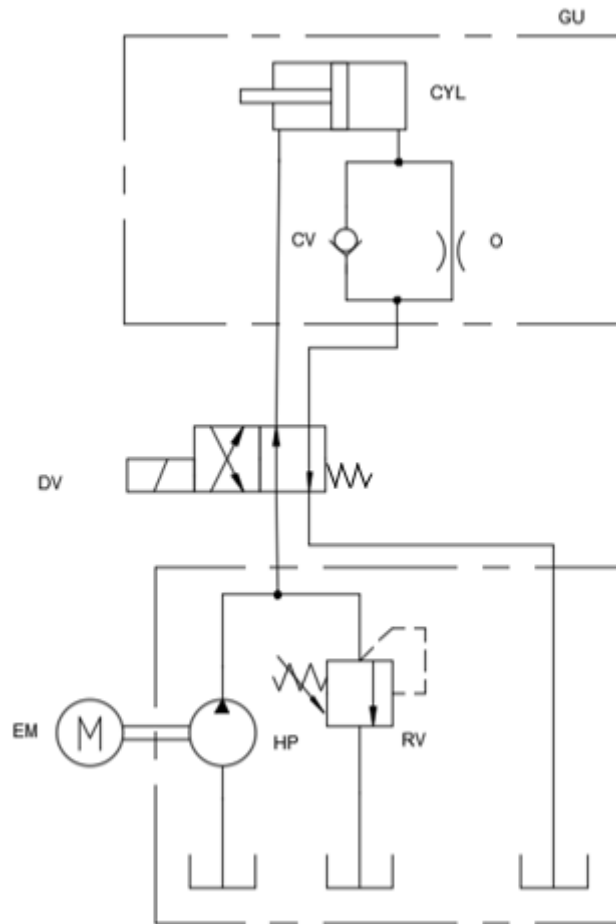


Figura 4.4: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio in formato ISO



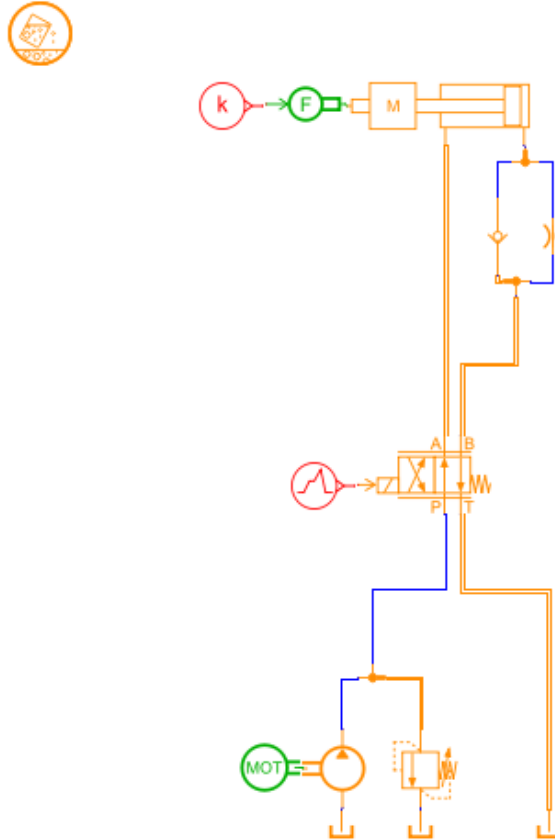


Figura 4.5: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio in Amesim

Come riportato nel Paragrafo 4.2, la simulazione ha una durata  $t = 5$  s; ponendo la corrente nominale della valvola 4/2 on-off pari a  $40$  mA, il suo comando di apertura impostato in Amesim è rappresentato in figura 4.6:

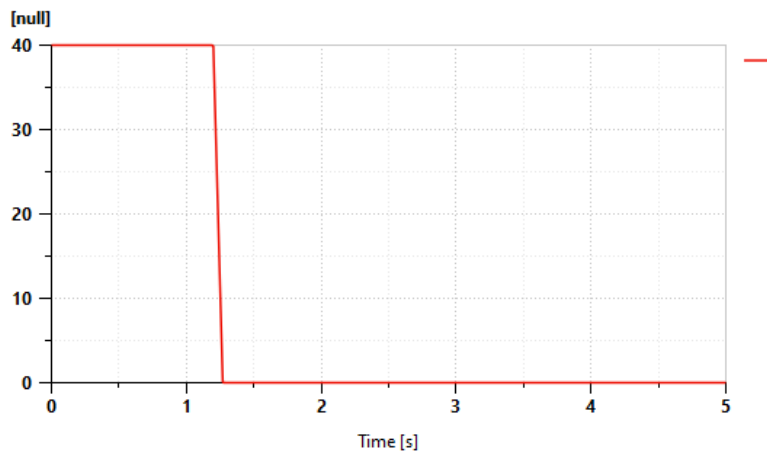


Figura 4.6: Comando di apertura valvola direzionale 4/2 on-off

Nella fase  $0$  s -  $1,2$  s viene imposto alla valvola un segnale positivo e costante  $x = x_{max} = 40$ : questo fa sì che la valvola si posizioni in configurazione a frecce incrociate, facendo passare l'olio attraverso la valvola unidirezionale (indicata con CV nel grafico ISO) e consentendo la fine dell'estensione dell'attuatore. Dopodiché il segnale passa da  $x = 40$  a  $x = 0$  nella fase  $1,2$  s -  $1,27$

s. Ciò è dovuto al fatto che la valvola on-off, nel suo comportamento reale, non passa istantaneamente da una posizione all'altra, ma lo fa con un certo ritardo (in questo caso di  $70\text{ ms}$ )

In una terza fase  $1,27\text{ s} - 5\text{ s}$  il segnale raggiunge il valore  $x = 0$  costante, la valvola passa alla configurazione a frecce parallele e la portata d'olio in uscita dalla camera lato stantuffo dell'attuatore è forzata a passare attraverso l'orifizio (indicata con O nel grafico ISO). È stato pertanto individuato il diametro dell'orifizio  $D_{orif} = 11,6\text{ mm}$  che consentisse di limitare la portata volumetrica in uscita al valore  $Q_{lim,tubo} = 950\text{ l/min}$ . Sono state quindi eseguite le simulazioni *Batch* in Amesim, considerando la variazione dei diametri dello stantuffo. L'andamento della portata volumetrica nella camera lato stantuffo dell'attuatore  $Q_I$  per i vari diametri  $D$  è riportato in figura 4.7:

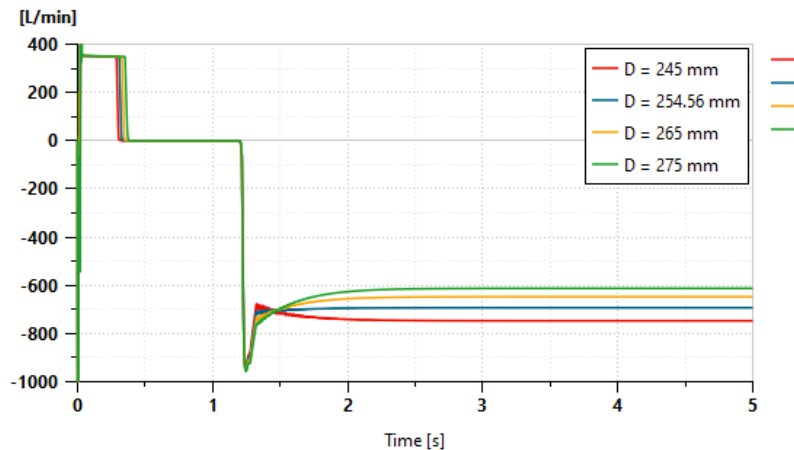


Figura 4.7: Portata volumetrica  $Q_I$  al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio

Dal grafico si nota che dopo la commutazione della valvola direzionale 4/2 (cioè dopo  $t = 1,2\text{ s}$ ) la portata raggiunge quasi istantaneamente il valore limite, ma si porta subito al valore stazionario (variabile al variare del diametro  $D$  e riportato in tabella 4.1).

L'andamento della pressione nella camera lato stantuffo dell'attuatore  $p_I$  per i vari diametri  $D$  è riportato in figura 4.8:

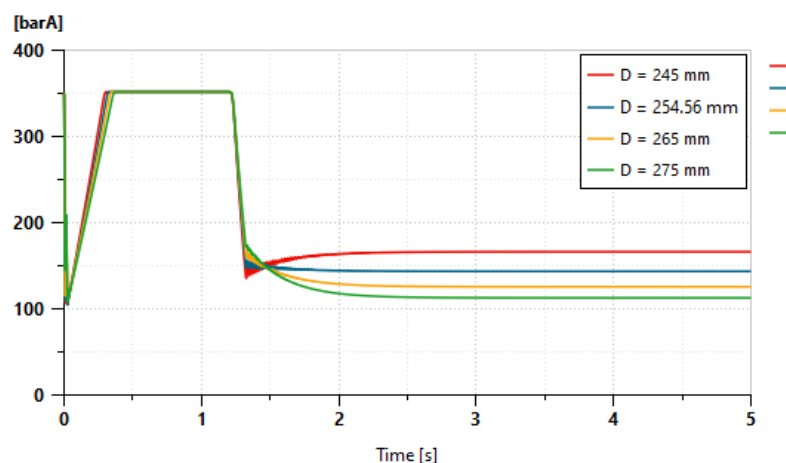


Figura 4.8: Pressione  $p_I$  al variare del tempo- configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio

Dalla figura 4.8 si nota che la presenza dell'orifizio fa sì che la pressione nella camera lato stantuffo non riesca a diminuire fino ad un valore prossimo alla pressione di scarico, ma rimanga ad un valore più alto (oltre i  $100\text{ bar}$ ).

Si evince quindi che un circuito che utilizza un orifizio per limitare la portata in uscita dall'attuatore, oltre che ad essere poco flessibile alla variazione dei parametri geometrici o delle condizioni di funzionamento, causa maggiori perdite energetiche, quindi una riduzione di efficienza del sistema.

#### 4.3.1 Simulazioni con valvola variazione taratura valvola limitatrice di pressione (di massima)

In seconda analisi, è stato considerato come diametro dello stantuffo dell'attuatore il valore relativo al circuito di riferimento (ovvero  $D = 254,56 \text{ mm}$ ) ed è stata fatta variare la pressione di taratura della valvola limitatrice di pressione di massima, modificando il componente in Amesim come mostrato in figura 4.9:

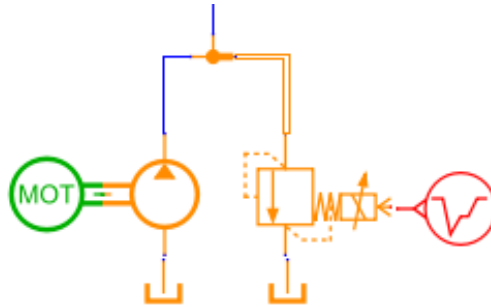


Figura 4.9: Valvola limitatrice di pressione (di massima) proporzionale in Amesim

La taratura della valvola limitatrice di pressione è stata fatta variare da  $p^* = 350 \text{ bar}$  ad un valore inferiore nello stesso istante in cui commuta la valvola direzionale (quando inizia quindi la fase di decompressione).

Si introduce  $\Delta p$ , cioè la variazione di pressione ai capi della valvola limitatrice di pressione proporzionale. Essa è definita come:

$$\Delta p = p_{fin}^* - p_T - p^* \frac{x}{x_{max}} \quad (4.6)$$

in cui  $p_{fin}^*$  è il valore di taratura finale della valvola,  $p_T$  è la pressione del serbatoio,  $p^* = 350 \text{ bar}$  è la pressione di taratura iniziale della valvola,  $x_{max} = 40$  è il segnale massimo in input alla valvola e  $x$  è il segnale generico da determinare. Ponendo  $\Delta p = 0,001 \text{ bar}$  (un valore molto basso) si è determinato il segnale  $x$ :

$$x = (p_{fin}^* - p_T - \Delta p) \frac{x_{max}}{p^*} \quad (4.7)$$

Sono stati quindi scelti 4 valori di pressione di taratura finale  $p_{fin}^*$  e per ognuno di essi è stato calcolato il valore del segnale  $x$  tale da garantirli. È stata poi eseguita una simulazione Batch in Amesim, e i valori del segnale  $x$  in ingresso alla valvola limitatrice di pressione sono riportati in figura 4.10:

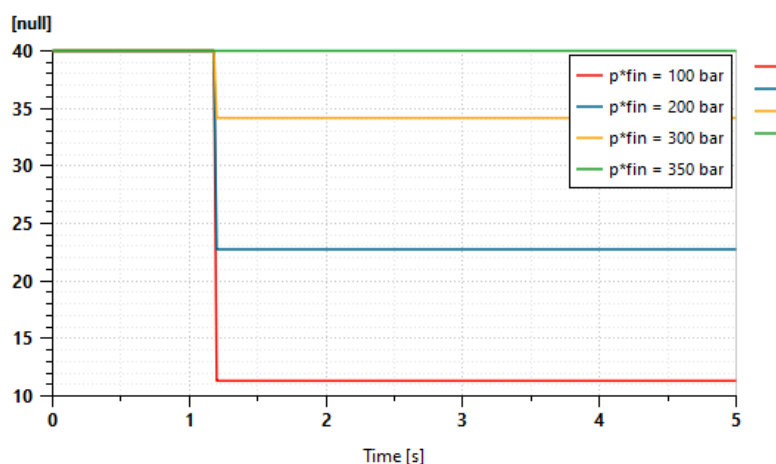


Figura 4.10: Segnale  $x$  in ingresso alla valvola limitatrice di pressione (di massima) proporzionale

Gli andamenti di portata volumetrica  $Q_I$  e di pressione  $p_I$  nella camera lato stantuffo dell'attuatore per le varie pressioni di taratura sono riportati rispettivamente in figura 4.11 e 4.12:

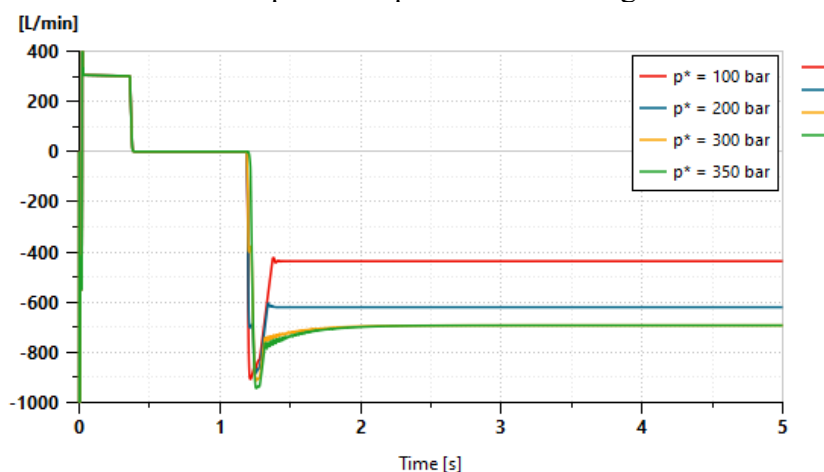


Figura 4.11: Portata volumetrica  $Q_I$  al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio- variazione della  $p_{fin}^*$

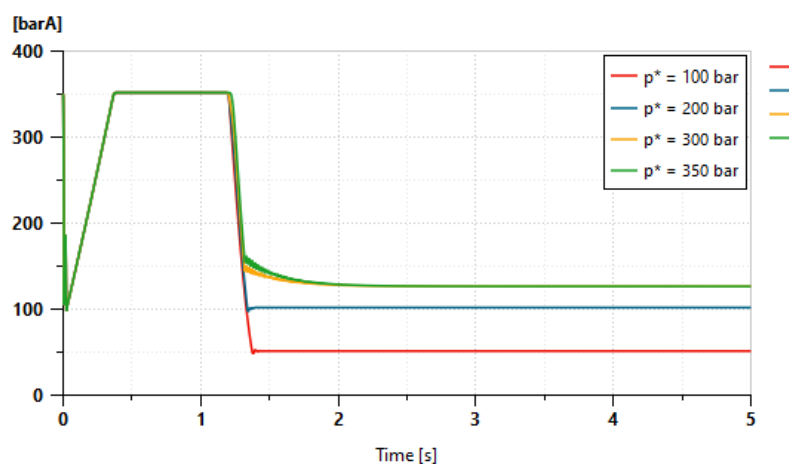


Figura 4.12: Pressione  $p_I$  al variare del tempo- configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio - variazione della  $p_{fin}^*$

Dai grafici si nota che, raggiunta la condizione di stazionarietà, al diminuire del valore di  $p_{fin}^*$  si riduce anche la pressione  $p_2$  relativa alla camera lato stelo dell'attuatore. Dall'equazione (4.3) di bilancio delle forze di pressione che agiscono sull'attuatore, si evince che anche la pressione  $p_1$  nella camera lato stantuffo dell'attuatore diminuisce. Poiché il diametro dell'orifizio è mantenuto costante ( $D_{orif} = 11,6 \text{ mm}$ ), al diminuire di  $p_1$  la portata  $Q_1$  che vi passa attraverso (espressa grazie all'equazione (3.7)) si riduce anch'essa. Di conseguenza, dato che si ha  $Q_{1,staz} = Av$ , al diminuire della portata segue una riduzione della velocità dell'attuatore. Nei paragrafi successivi si cercherà di superare tali svantaggi, grazie all'introduzione delle valvole proporzionali.

#### 4.4 Circuito idraulico con valvola direzionale 4 vie 3 posizioni di lavoro

In questa configurazione è stata utilizzata una valvola direzionale 4 vie 3 posizioni di lavoro proporzionale. Il circuito in formato ISO è riportato in figura 4.13:

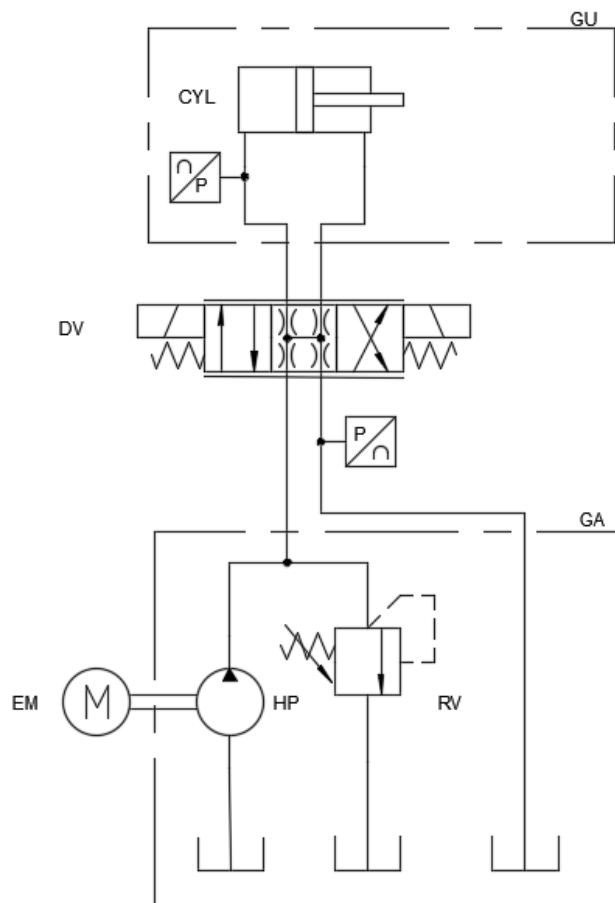


Figura 4.13: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/3 proporzionale in formato ISO

La valvola direzionale scelta è la Bosch Rexroth 4WRTE 25 V350P proporzionale, pilotata e con feedback di posizione elettrico. L'aspetto esterno della valvola e la sua vista in sezione sono rappresentati in figura 4.14:

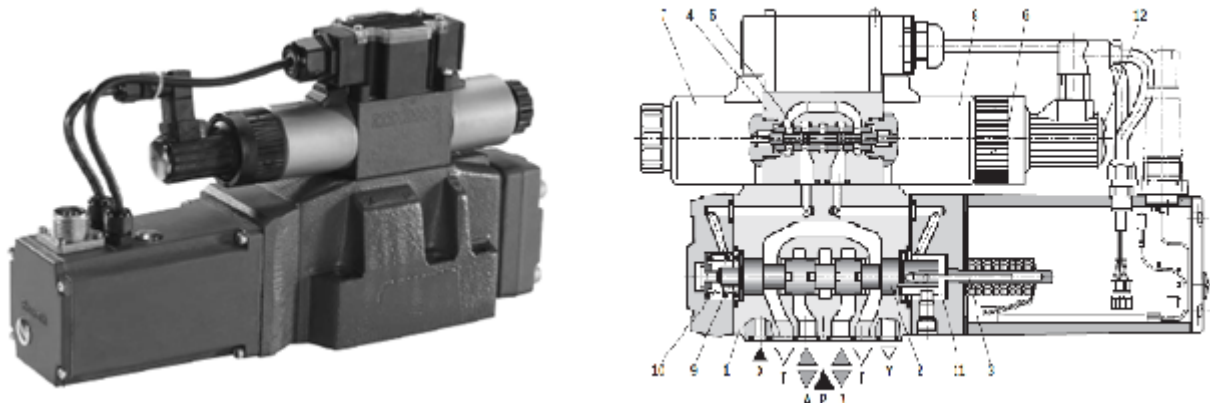


Figura 4.14: Valvola di controllo della direzione proporzionale 4 vie 3 posizioni di lavoro, pilotata e con feedback di posizione elettrico 4WRTE Bosch Rexroth [11]

Dal catalogo della valvola direzionale è stata ricavata la caratteristica di portata volumetrica – variazione di pressione alla massima apertura della valvola, ed è stata riportata in figura 4.15

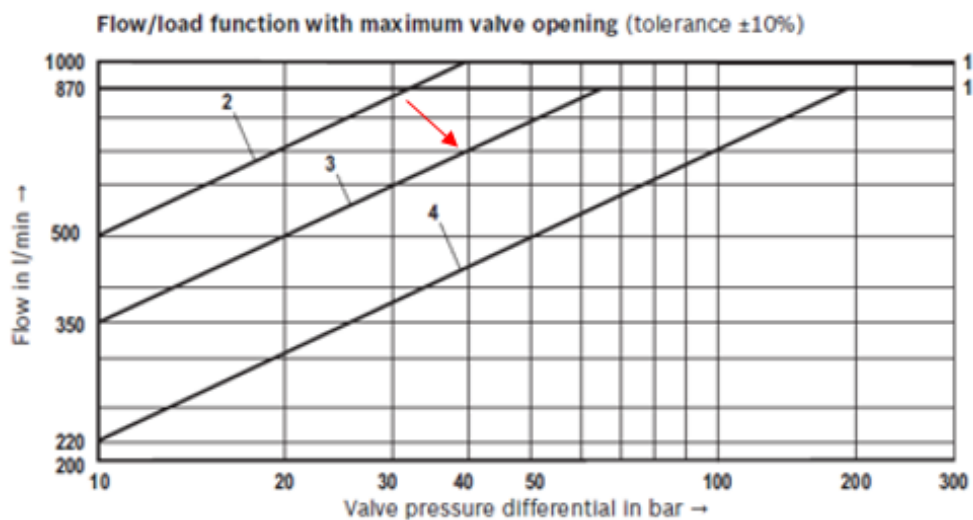


Figura 4.15: Caratteristica portata volumetrica -caduta di pressione alla massima apertura della valvola direzionale proporzionale [11]

In particolare la caratteristica da utilizzare è la retta centrale indicata con la freccia in rosso. La portata volumetrica limite sulla valvola direzionale è  $Q_{lim,DV} = 870 \text{ l/min}$ , mentre la sua massima pressione operativa è pari a  $p^* = 350 \text{ bar}$ . Inoltre, dal grafico si evince che nel caso in cui la portata che passa attraverso la valvola è quella nominale  $Q_{nom} = 350 \text{ l/min}$ , la caduta di pressione su entrambi gli spigoli pilotanti della valvola è pari a  $\Delta p_{nom,tot} = 10 \text{ bar}$  (quindi la caduta di pressione sul singolo spigolo pilotante è pari a  $\Delta p_{nom} = \frac{\Delta p_{nom,tot}}{2} = 5 \text{ bar}$ ).

Muovendosi lungo la retta caratteristica, si è in ogni punto nella condizione di massima apertura della valvola. Quindi, considerando il punto iniziale della retta di coordinate  $(\Delta p_{nom}, Q_{nom})$ , grazie all'equazione di portata (3.7) si è potuto scrivere:

$$Q_{nom} = C_d A_{max,DV} \sqrt{\frac{2\Delta p_{nom}}{\rho}} \quad (4.8)$$

in cui  $A_{max,DV}$  è l'area alla massima apertura della valvola.

Considerando poi un punto  $x$  in cui si ha  $Q_x = 360 \text{ l/min}$  (portata volumetrica fornita dalla pompa in questa trattazione), sempre grazie all'equazione (3.7) si è potuto scrivere:

$$Q_x = C_d A_{max,DV} \sqrt{\frac{2\Delta p_x}{\rho}} \quad (4.9)$$

Esplicitando il termine  $A_{max,DV}$  di equazione (4.8) e (4.9), queste sono state uguagliate ottenendo l'equazione (4.8) (presente anch'essa sul catalogo della valvola):

$$Q_x = Q_{nom} \sqrt{\frac{\Delta p_x}{\Delta p_{nom}}} \quad (4.10)$$

A questo punto si è ottenuto il termine  $\Delta p_x$ :

$$\Delta p_x = 5 \left( \frac{Q_x}{Q_{nom}} \right)^2 = 5.29 \text{ bar} \quad (4.11)$$

In figura 4.16 è riportato il blocchetto di valvola direzionale proporzionale inserito nel circuito Amesim:

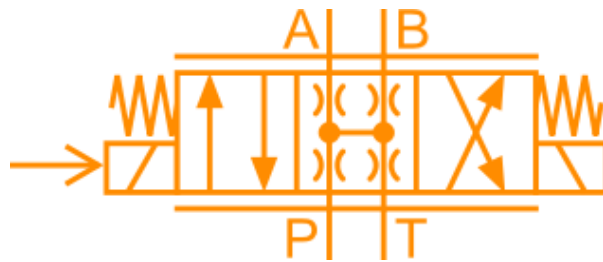


Figura 4.16: Blocchetto della valvola direzionale 4/3 proporzionale utilizzato in Amesim

Per semplicità è stata scelta una valvola a comando elettrico diretto (quindi non pilotata) che comunque rispettasse le condizioni di funzionamento della valvola presa dal catalogo. In tabella 4.2 sono riportati i parametri di portata volumetrica  $Q_x$  e di variazione di pressione sui singoli spigoli pilotanti  $\Delta p_x$  della valvola da inserire nella sua tabella dati in Amesim:

Tabella 4.2: Portata volumetrica e variazione di pressione sui singoli spigoli pilotanti della valvola direzionale

Spigolo pilotante	$Q_x$ [l/min]	$\Delta p_x$ [bar]
P-A	360	5,29
P-B	360	5,29
A-T	360	5,29
B-T	360	5,29

Inoltre si è calcolata l'area di massima apertura della valvola:

$$A_{max,DV} = \frac{\rho}{2 \cdot \Delta p_x} \left( \frac{Q_x}{C_d} \right)^2 = 246,19 \text{ mm}^2 \quad (4.12)$$

Sempre dal catalogo della valvola è stata ricavata la sua dinamica: avendo il cassetto una massa non trascurabile, il suo spostamento segue con un certo ritardo l'applicazione di un segnale. In particolare in figura 4.17 è riportata la risposta del cassetto valvola all'applicazione di un segnale a gradino:

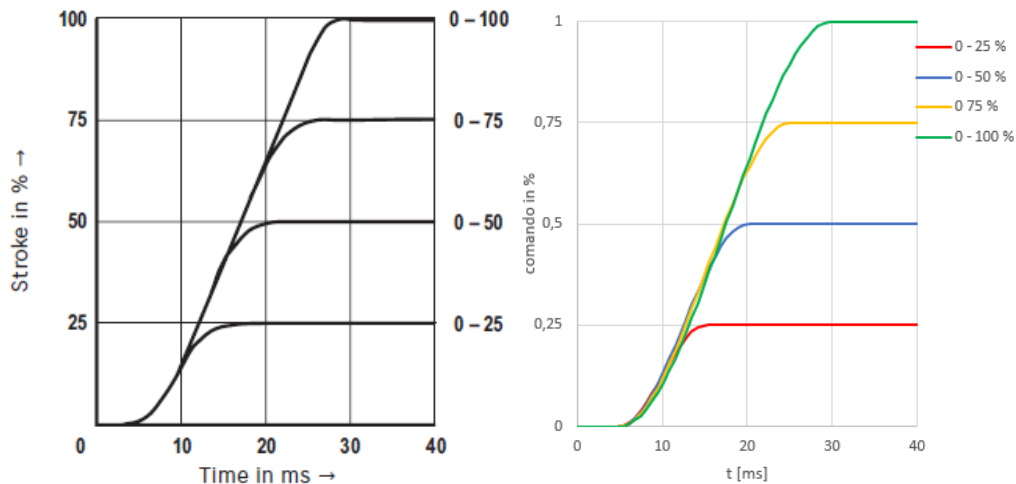


Figura 4.17: Caratteristica di apertura del cassetto valvola da catalogo (a sinistra) [11] e ricavata in Excel (a destra)

Come si vede dalla figura 4.17, la caratteristica presa da catalogo (grafico a sinistra) è stata riprodotta in Excel (grafico a destra). Considerando quindi un sistema dinamico del 2° ordine, sono stati ricavati i parametri caratteristici del sistema, in termini di frequenza naturale e fattore di smorzamento, riportati in basso:

- $\omega_n = 17,5$ ;
- $\xi = 0,5$ ;

Le caratteristiche di funzionamento riportate in tabella e la dinamica della valvola è stata inserita nell'apposita sezione parametrica della valvola 4/3 in Amesim. Inoltre gli stessi valori sono stati impostati nella valvola 4/2 on-off sia nella configurazione con orifizio che in quella con valvola limitatrice di pressione proporzionale, al fine di avere uniformità nelle condizioni di funzionamento dei vari circuiti.

Riguardo la simulazione in Amesim, la fase di fine estensione dell'attuatore ha durata di 1,2 s. Poiché la valvola in questione è di tipo proporzionale, è stata impostata una sua apertura graduale, divisa in 4 sotto-fasi. La valvola è nella configurazione a frecce parallele, (come si vede in figura 4.12) e i valori del comando di apertura in questa prima fase sono riportati in tabella 4.3:



Tabella 4.3: Comando di apertura valvola proporzionale 4/3 nella fase di estensione dell'attuatore

<i>Durata fase [s]</i>	<i>Segnale iniziale [-]</i>	<i>Segnale finale [-]</i>
0,3	0	40
0,2	40	40
0,3	40	0
0,4	0	0

Una prima tipologia di controllo della valvola direzionale è consistita nell'utilizzo di rampe (ad 1 o più tratti) in grado di gestire la portata in uscita dalla camera lato stantuffo nella fase di rientro dell'attuatore. Nella fase  $1,2\text{ s} - 5\text{ s}$  la valvola commuta dalla configurazione a frecce parallele a quella a frecce incrociate. L'obiettivo è stato quello di sfruttare tutta la portata ammissibile nella valvola direzionale 4/3, ovvero  $Q_{lim,DV} = 870\text{ l/min}$ . Il circuito costruito in ambiente Amesim sono riportati in figura 4.18:

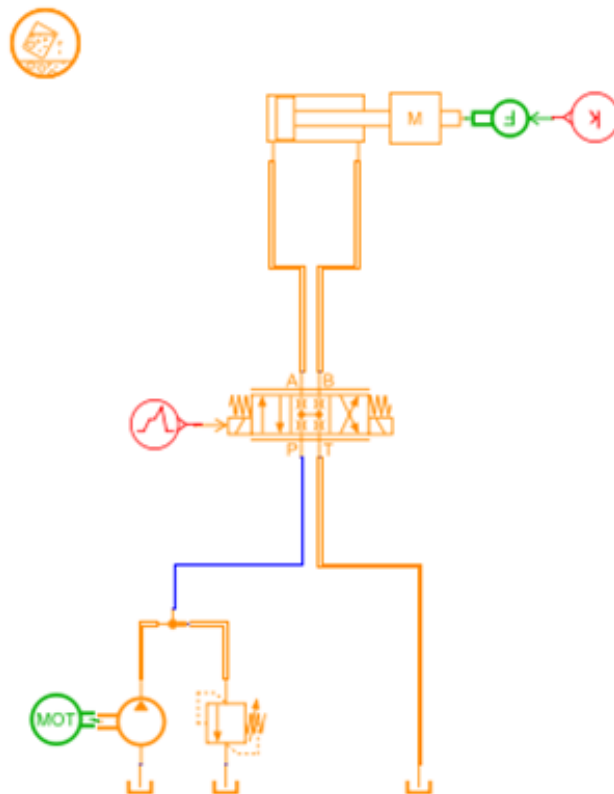


Figura 4.18: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/3 con comando rampa a più tratti in Amesim

#### 4.4.1 Comando rampa a 1 tratto

Si è iniziato con l'utilizzare una retta come comando di commutazione della valvola, i cui parametri fossero:

- *asse x*, segnale variabile tra  $1,2\text{ s}$  e  $1,2\text{ s} + t_{comm}$  (da ricercare);
- *asse y*, segnale variabile tra  $0$  e  $-40$ ;

La grandezza da definire è stata considerata quindi il tempo di commutazione della valvola  $t_{comm}$ . A partire dall'equazione (3.7), questa può riscritta per la portata volumetrica in uscita dalla camera lato stantuffo dell'attuatore  $Q_I$  e che passa attraverso la valvola direzionale 4/3:

$$Q_I = C_d A_{x,DV} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_T)}{\rho}} \quad (4.13)$$

in cui  $A_{x,DV} = x \cdot A_{max,DV}$  è l'area di passaggio relativa alle porte A e T della valvola,  $p_T = 2 \text{ bar}$  è la pressione di scarico.

Allo stesso modo, riprendendo l'equazione (3.13), si può descrivere la variazione temporale della pressione nella camera lato stantuffo dell'attuatore  $p_I$ :

$$\frac{dp_I}{dt} = \beta_t \left( \frac{Q_I - \frac{dV_I}{dt}}{V_I} \right) \quad (4.14)$$

in cui  $\beta_t$  è il modulo di comprimibilità isoterma dell'olio e  $V_I$  è il volume istantaneo della camera. Combinando l'equazione (4.13) con la (4.14) e trasformando i differenziali in intervalli discreti si ottiene l'equazione (4.15) che ha come incognita  $p_I$ :

$$(p_I - p_{I,0}) - \left( \frac{\beta_t C_d A_x}{V_I} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta t \right) \sqrt{p_I - p_T} + \beta_t \frac{\Delta V_I}{V_I} = 0 \quad (4.15)$$

nella quale  $p_{I,0}$  è il valore di pressione relativo allo step subito precedente a quello considerato, mentre  $\Delta t$  è la durata dell'intervallo di tempo considerato.

Le equazioni (4.13) e (4.15) sono state implementate in un foglio Excel al fine di ricavare gli andamenti nel tempo di  $Q_I$  e  $p_I$ , e per mezzo della ricerca obiettivo è stato ricercato il valore di  $t_{comm}$  tale da non superare la portata limite  $Q_{lim,DV} = 870 \text{ l/min}$ .

I valori trovati per i vari diametri dello stantuffo  $D$  sono stati inseriti in Amesim, e il comando di apertura della valvola è riportato in figura 4.19:

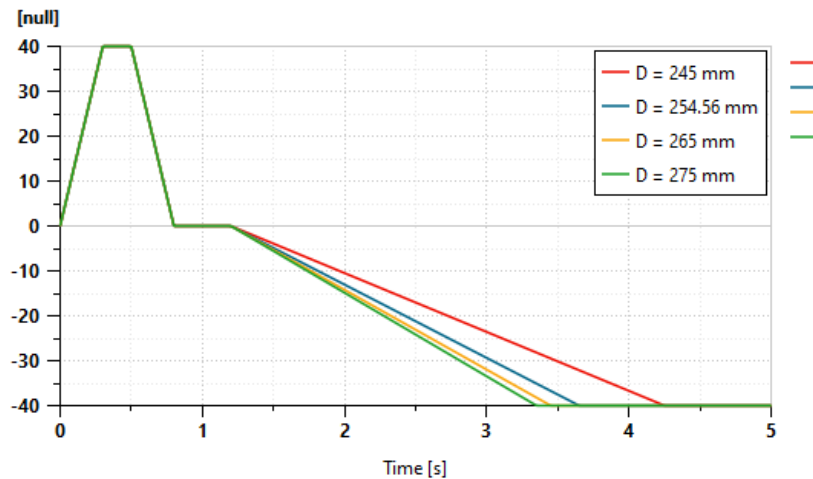


Figura 4.19: Comando di apertura valvola direzionale 4/3 proporzionale con segnale rampa a 1 tratto

Gli andamenti di portata volumetrica  $Q_I$  ricavati in Amesim e calcolati in Excel sono riportati in figura 4.20:

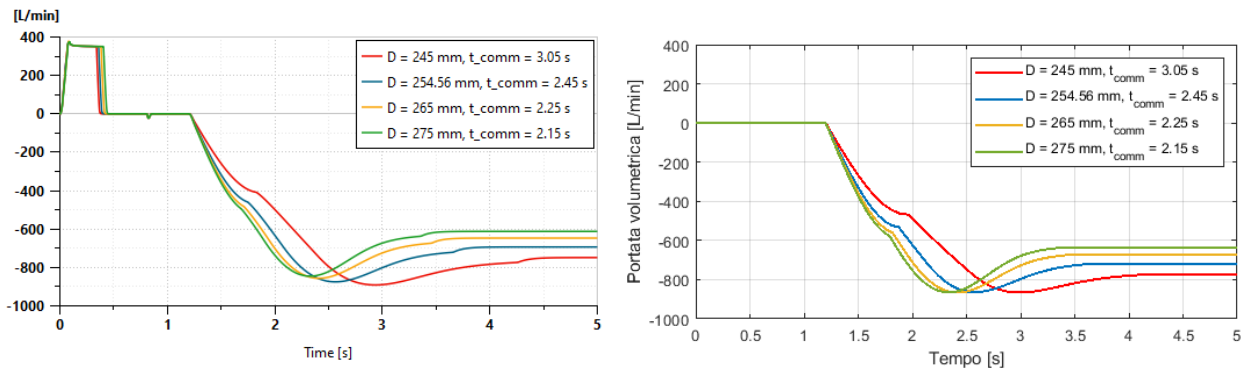


Figura 4.20: Portata volumetrica  $Q_1$  ricavata in Amesim (a sinistra) e calcolata in Excel (a destra) al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale rampa a 1 tratto

Come si nota dai grafici, a seguito della commutazione della valvola direzionale la portata volumetrica raggiunge con una certa lentezza il valore massimo. Quindi non si riescono a sfruttare i circa 2 s che seguono la commutazione della valvola. Ciò è dovuto al fatto che il comando impostato (rampa ad 1 tratto) riesce a gestire in maniera poco reattiva e flessibile la fase di decompressione dell'olio, in cui ancora l'attuatore è fermo.

Allo stesso modo gli andamenti di pressione  $p_1$  ricavati in Amesim e calcolati in Excel sono riportati in figura 4.21:

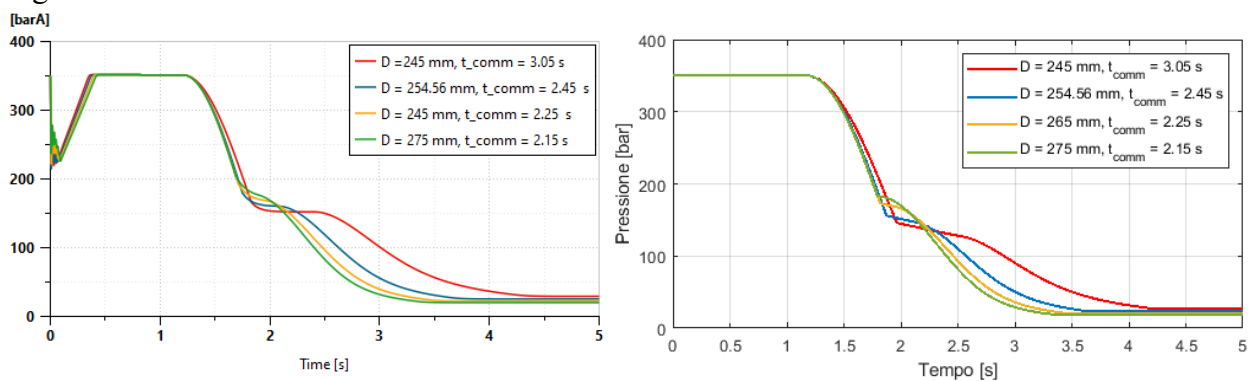


Figura 4.21: Pressione  $p_1$  ricavata in Amesim (a sinistra) e calcolata in Excel (a destra) al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale rampa a 1 tratto

I valori di tempo di durata di commutazione della valvola  $t_{comm}$  (in s) e di durata della decompressione  $t_{dec}$  (in ms) al variare del valore di diametro dello stantuffo dell'attuatore sono riportati in tabella 4.4:

Tabella 4.4: Parametri relativi alla durata di commutazione valvola e al tempo di decompressione per i vari valori di diametro dello stantuffo  $D$

$D$ [mm]	$t_{comm}$ [s]	$t_{dec}$ [ms]
245	3,05	620
254,56	2,45	550
265	2,25	500
275	2,15	480

#### 4.4.2 Comando rampa a 3 tratti

Al fine di rendere il comando di apertura della valvola direzionale più reattivo e legato alla fase di decompressione dell'olio, il comando di commutazione della valvola è stato modificato con una retta spezzata a 3 tratti:

In questo caso si è considerata una prima rampa moto breve in cui il segnale in ingresso alla valvola raggiungesse il valore  $x_0 = -7$ , in modo da raggiungere il prima possibile la portata limite  $Q_{lim,DV} = 870 \text{ l/min}$ . È seguita una seconda rampa di durata  $t = 0,2 \text{ s}$ , nella quale il segnale varia tra  $x_0 = -7$  e in valore  $x_1$  incognito da determinare. Nella terza rampa, di durata  $t = 3 \text{ s}$ , il segnale varia tra  $x_1$  e  $x = -40$ . Nella tabella 4.5 sono riportati i parametri relativi al comando della valvola:

Tabella 4.5: Parametri relativi al comando valvola rampa a 3 tratti

<i>Rampa</i>	<i>Durata [s]</i>	<i>Segnale iniziale [-]</i>	<i>Segnale finale [-]</i>
1	0,001	0	-7
2	0,2	-7	$x_1$
3	3	$x_1$	-40

Al fine di determinare il valore incognito del segnale  $x_1$ , anche in questo caso le equazioni (4.13) e (4.15) sono state implementate in un foglio Excel al fine di ricavare gli andamenti nel tempo di  $Q_I$  e  $p_I$ , e per mezzo della ricerca obiettivo è stato ricercato il valore di  $x_I$  tale da non superare la portata limite  $Q_{lim,DV} = 870 \text{ l/min}$ .

I valori di segnale  $x_I$  calcolati in Excel sono stati inseriti in Amesim per i vari diametri dello stantuffo  $D$ , e il comando di apertura della valvola è riportato in figura 4.22:

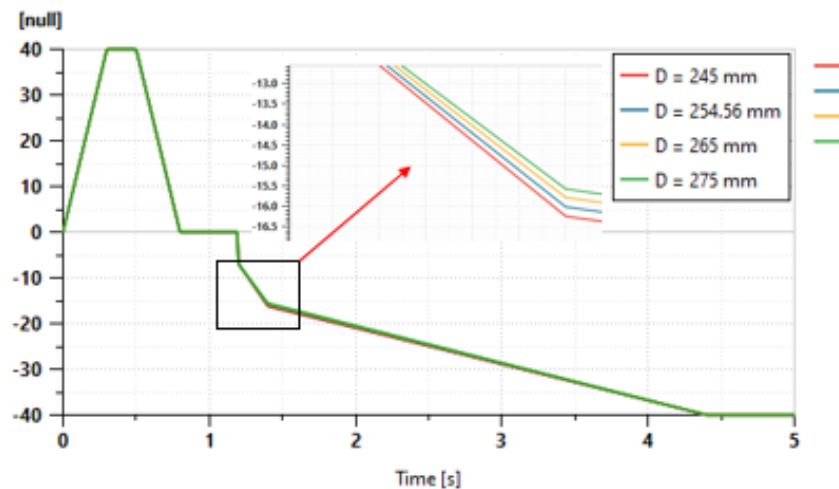


Figura 4.22: Comando di apertura valvola direzionale 4/3 proporzionale con segnale rampa a 3 tratti

Gli andamenti di portata volumetrica  $Q_I$  ricavati in Amesim e calcolati in Excel sono riportati in figura 4.23:

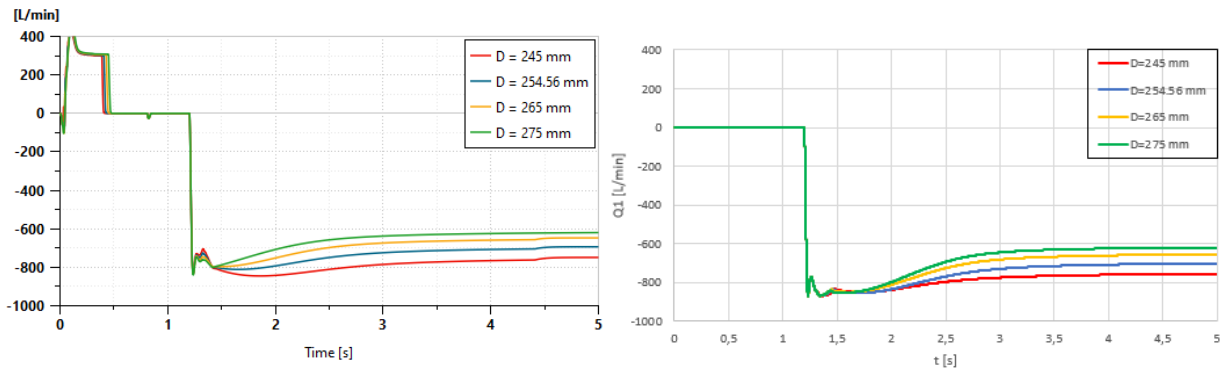


Figura 4.23 Portata volumetrica  $Q_1$  ricavata in Amesim (a sinistra) e calcolata in Excel (a destra) al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale rampa a 3 tratti

Come si vede dai grafici, in questo caso la portata volumetrica raggiunge quasi istantaneamente un valore vicino a quello limite, tuttavia nella fase subito successiva in cui avviene la decompressione, essa presenta fluttuazioni, quindi un andamento poco prevedibile. Inoltre l'imposizione di durate delle fasi stabilite a priori rende il calcolo dei parametri di simulazione poco flessibili al variare delle condizioni di funzionamento. Una soluzione potrebbe essere aumentare il numero delle rampe e rendere la loro durata sempre più breve, ma ciò comporterebbe un controllo più complesso del comando della valvola.

Allo stesso modo gli andamenti di pressione  $p_1$  ricavati in Amesim e calcolati in Excel sono riportati in figura 4.24:

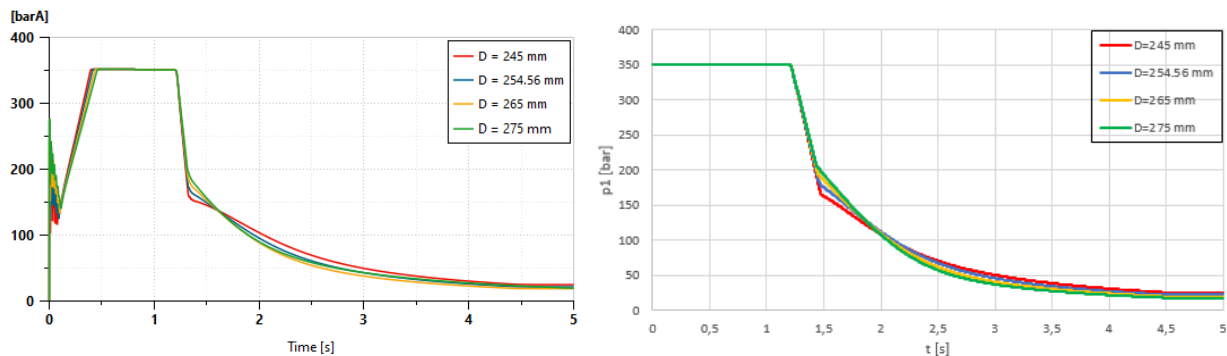


Figura 4.24: Pressione  $p_1$  ricavata in Amesim (a sinistra) e calcolata in Excel (a destra) al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale rampa a 3 tratti

I valori di segnale  $x_1$  relativi al comando della valvola e di durata della decompressione  $t_{dec}$  (in ms) al variare del valore di diametro dello stantuffo  $D$  sono riportati in tabella 4.6:

Tabella 4.6: Parametri relativi alla durata di commutazione valvola e al tempo di decompressione per i vari valori di diametro dello stantuffo  $D$

$D$ [mm]	$x_1$ [-]	$t_{dec}$ [ms]
245	-16,25	120
254,56	-16,02	120
265	-15,79	120
275	-15,58	120

#### 4.4.3 Controllo valvola con comando proporzionale al segnale di pressione

Una soluzione alternativa all'utilizzo di rampe nella gestione del comando di apertura della valvola direzionale 4/3 è consistita nel legare il valore del segnale in ingresso  $x$  alla variazione di pressione nella camera lato stantuffo dell'attuatore.

Infatti riprendendo l'equazione (4.8) che definisce la portata  $Q_I$  che attraversa la valvola direzionale 4/3, questa la si uguaglia al suo valore limite,  $Q_{lim,DV} = 870 \text{ l/min}$ . Ciò è espresso in equazione (4.16):

$$Q_{lim,DV} = C_d \cdot x \cdot A_{max,DV} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_T)}{\rho}} \quad (4.16)$$

In questo modo si cerca il valore di  $x$  che istante per istante garantisca una portata  $Q_{lim,DV}$ . Esplicitando il termine  $x$  si scrive l'equazione (4.17):

$$x = \frac{Q_{lim,DV}}{C_d \cdot A_{max,DV} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_T)}{\rho}}} \quad (4.17)$$

Il circuito costruito in ambiente Amesim è riportato in figura 4.25:

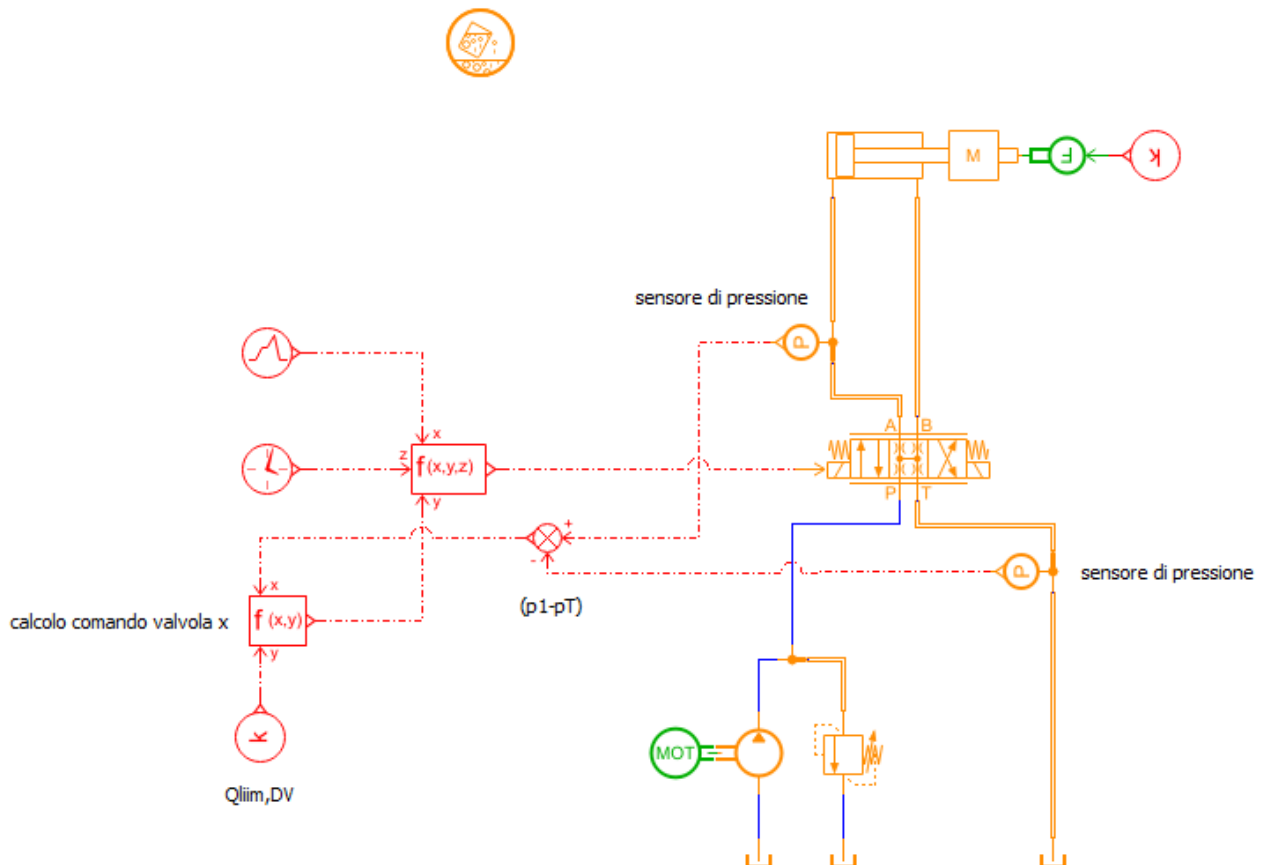


Figura 4.25: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/3 con comando proporzionale al segnale di pressione in Amesim

Come si nota dal circuito in Amesim, attraverso dei sensori di pressione è possibile misurare istante per istante i valori di  $p_I$  e  $p_T$ . La funzione  $f(x,y)$  riceve come input la differenza  $p_1 - p_T$  e il valore costante  $Q_{lim,DV} = 870 \text{ l/min}$  e calcola il segnale  $x$  grazie all'equazione (4.14). Il comando di apertura della valvola direzionale 4/3 ricavato in Amesim è riportato in figura 4.26:

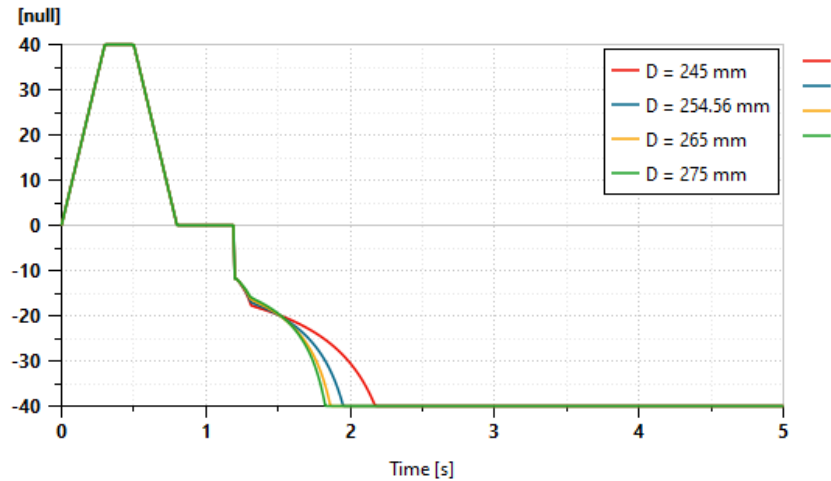


Figura 4.26: Comando di apertura valvola direzionale 4/3 proporzionale con segnale proporzionale a  $\Delta p$

Gli andamenti di portata volumetrica  $Q_I$  ricavati in Amesim e calcolati in Excel sono riportati in figura 4.27:

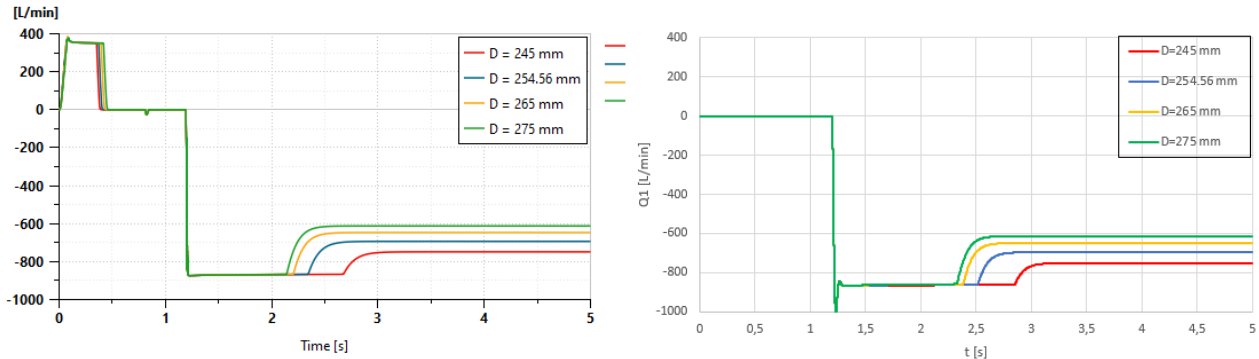


Figura 4.27: Portata volumetrica  $Q_I$  ricavata in Amesim (a sinistra) e calcolata in Excel (a destra) al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale proporzionale a  $\Delta p$

Come si vede dai grafici, in questo caso la portata volumetrica raggiunge istantaneamente il valore limite  $Q_{lim,DV} = 870 \text{ l/min}$  e rimane costante per una durata di alcuni secondi (che varia al variare dei diametri  $D$ ). In questo modo è possibile sfruttare al meglio la portata ammissibile nella valvola direzionale durante la fase di decompressione dell'olio idraulico.

Allo stesso modo gli andamenti di pressione  $p_I$  ricavati in Amesim e calcolati in Excel sono riportati in figura 4.28:

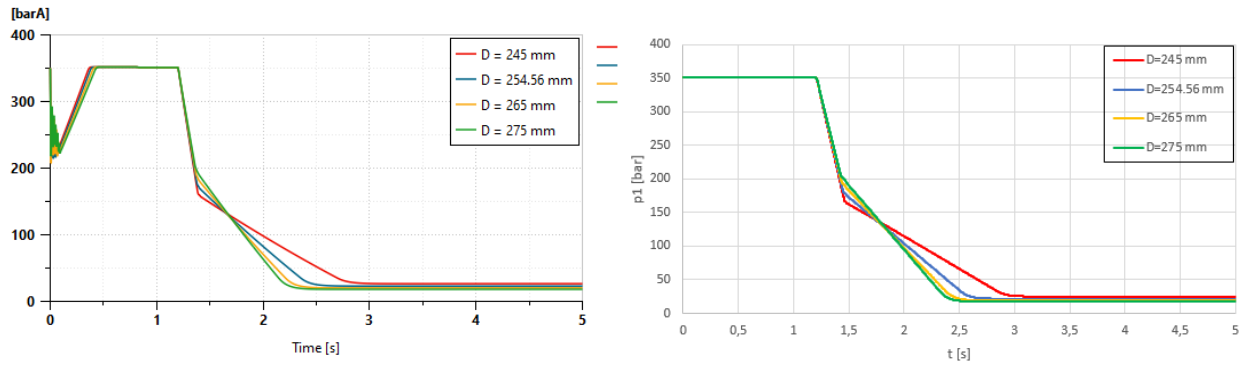


Figura 4.28: Pressione  $p_1$  ricavata in Amesim (a sinistra) e calcolata in Excel (a destra) al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale proporzionale a  $\Delta p$

Anche in questo caso, si nota dai grafici che la pressione  $p_1$  raggiunge in tempi più brevi il valore della pressione di scarico. I valori di durata della decompressione  $t_{dec}$  (in ms) al variare del valore di diametro dello stantuffo  $D$  sono riportati in tabella 4.7:

Tabella 4.7: Parametri relativi al tempo di decompressione per i vari valori di diametro dello stantuffo  $D$

$D$ [mm]	$t_{dec}$ [s]
245	129
254,56	127
265	126
275	126

#### 4.4.4 Simulazioni con valvola variazione taratura valvola limitatrice di pressione (valvola di massima)

Seguendo quanto svolto nel Paragrafo 4.3.1, anche in questo caso è stato considerato come diametro dello stantuffo dell'attuatore il valore  $D = 254,56 \text{ mm}$  ed è stata fatta variare la pressione di taratura della valvola limitatrice di pressione di massima. È stato modificato il componente in Amesim relativo alla valvola limitatrice di pressione di massima: la valvola presente a taratura fissa è stata sostituita da una proporzionale (come espresso in figura 4.9). Utilizzando i valori di pressione di taratura e il corrispondente segnale  $x$  calcolati nel Paragrafo 4.3.1, sono state eseguite le simulazioni Amesim in modalità Batch, e gli andamenti di portata volumetrica  $Q_1$  e di pressione  $p_1$  nella camera lato stantuffo dell'attuatore per le varie pressioni di taratura sono riportati rispettivamente in figura 4.29 e 4.30:



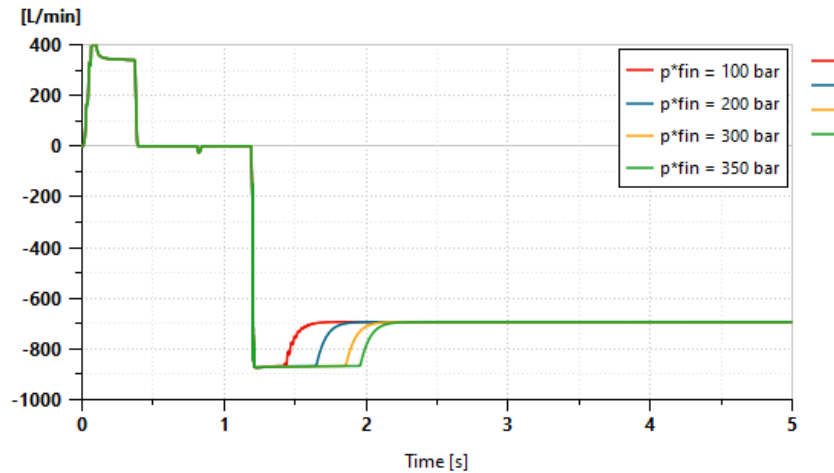


Figura 4.29: Portata volumetrica  $Q_1$  ricavata in Amesim al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale proporzionale a  $\Delta p$  - variazione della  $p_{fin}^*$

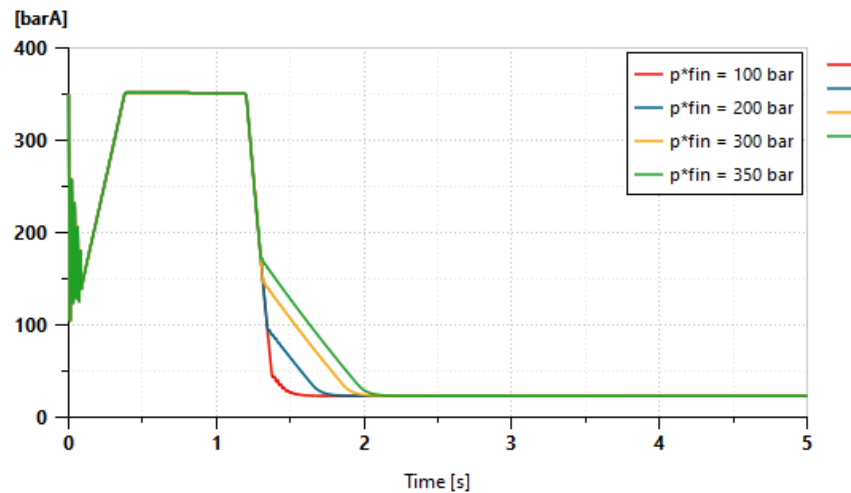


Figura 4.30: Pressione  $p_1$  ricavata in Amesim al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale e segnale proporzionale a  $\Delta p$  - variazione della  $p_{fin}^*$

#### 4.4.5 Analisi dei valori di temperatura nel condotto di scarico

Nel circuito idraulico in analisi, il componente più critico in termini di aumento di temperatura è il condotto di scarico, in quanto al suo interno tutta l'energia idraulica dell'olio idraulico si trasforma in energia termica. Nello specifico, nel circuito Amesim grazie al parametro *jet temperature* è stato possibile ricavare l'andamento della temperature nel condotto di scarico. Essa è riportata in figura 4.31:

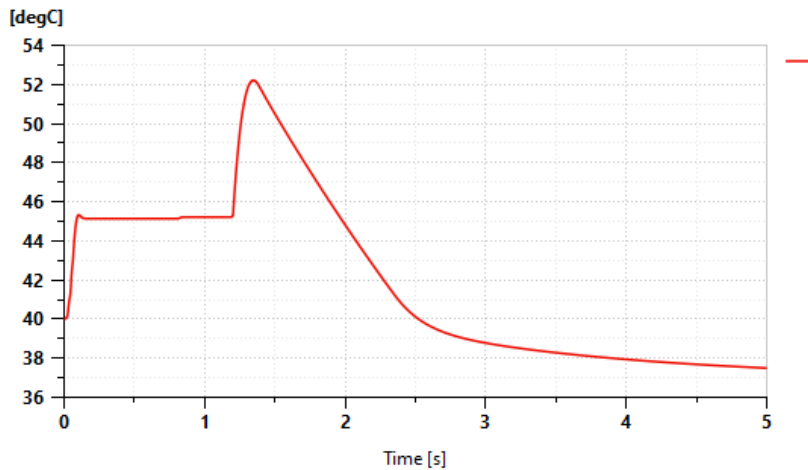


Figura 4.31: Andamento temporale della temperatura di scarico ricavata in Amesim

Al fine di avere un riscontro numerico dell'andamento di temperatura, è stato applicato il principio di conservazione dell'energia meccanica. Su un foglio di calcolo Excel è stata impostata equazione (4.2) ricavata nel Paragrafo 4.1, al fine di ricavare la temperatura  $T_{out}$ .

L'andamento di temperatura calcolato in Excel è riportato in figura 4.32:

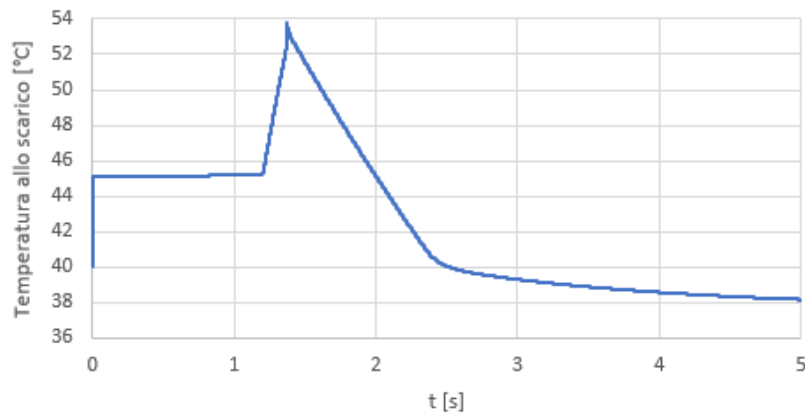


Figura 4.32: Andamento temporale della temperatura di scarico calcolata in Excel

Come si nota dai due grafici, gli andamenti di temperatura di scarico ricavati in Amesim e calcolati in Excel sono comparabili, e presentano un picco  $T_{out} \approx 52^{\circ}\text{C}$  in corrispondenza della fine della fase di decompressione: quando dopo l'attuatore inizia il suo movimento in rientro, la temperatura inizia a diminuire. In questa configurazione di circuito, è stato verificato quindi che l'olio idraulico non raggiungesse valori di temperatura più alti, molto deleteri per vari componenti del circuito stesso.

## 4.5 Circuito idraulico con valvola direzionale 4 vie 2 posizioni di lavoro on-off e valvola proporzionale limitatrice di pressione

Il terzo circuito analizzato utilizza una valvola direzionale 4 vie 2 posizioni di lavoro a posizionamento discreto associata ad una valvola limitatrice di pressione proporzionale. Il circuito in formato è riportato in figura 4.33:

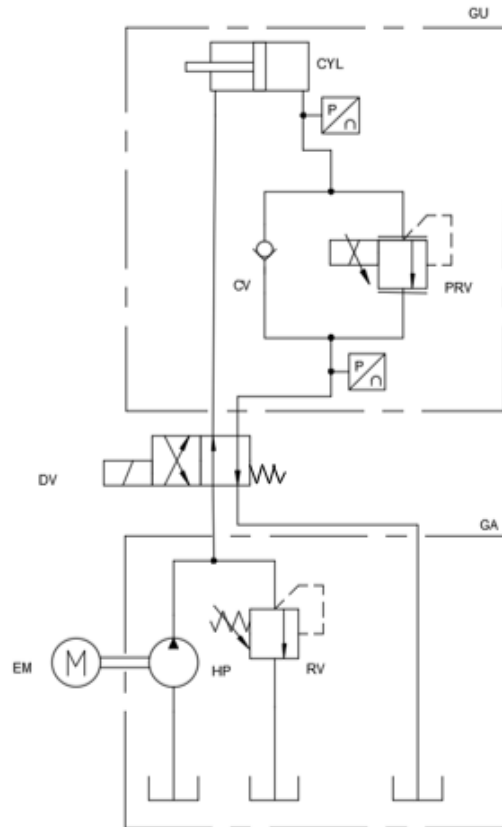


Figura 4.33: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola proporzionale limitatrice di pressione in formato ISO

Come per la configurazione di circuito che utilizza un orifizio (Paragrafo 4.3), il suo comando di apertura della valvola direzionale 4/2 on-off impostato in Amesim è rappresentato in figura 4.34:

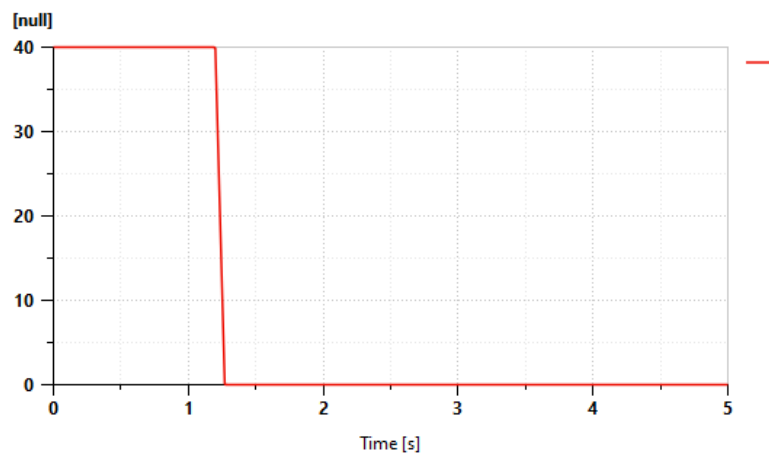


Figura 4.34: Comando di apertura valvola direzionale 4/2 on-off

Anche in questo caso, nella fase  $0\text{ s} - 1,2\text{ s}$  viene imposto alla valvola un segnale positivo e costante  $x = x_{max} = 40$ : questo fa sì che la valvola si posizioni in configurazione a frecce incrociate, facendo passare l'olio attraverso la valvola unidirezionale (indicata con CV nel grafico ISO) e consentendo la fine dell'estensione dell'attuatore. Dopodiché la valvola commuta da  $x = 40$  a  $x = 0$  nella fase  $1,2\text{ s} - 1,27$  (data la non idealità della valvola direzionale 4/2). In una terza fase  $1,27\text{ s} - 5\text{ s}$  il segnale raggiunge il valore  $x = 0$  costante, la valvola passa alla configurazione a frecce parallele e

la portata d'olio in uscita dalla camera lato stantuffo dell'attuatore è forzata a passare attraverso la valvola limitatrice di pressione proporzionale (indicata con PRV nel grafico ISO).

La valvola limitatrice di pressione scelta è la Bosch Rexroth DBEMA 32-8X/350 proporzionale e pilotata. L'aspetto esterno della valvola e la sua vista in sezione sono rappresentati in figura 4.35:

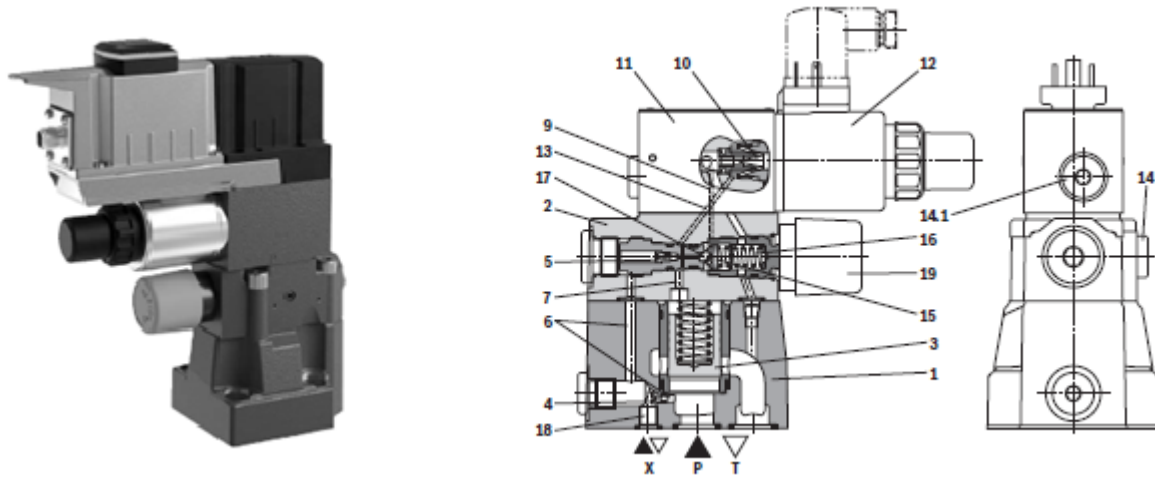


Figura 4.35: Valvola limitatrice di pressione proporzionale pilotata DBEM-8x Bosch Rexroth [12]

Dal catalogo della valvola limitatrice di pressione è stata ricavata la caratteristica di portata volumetrica – pressione di taratura della valvola, ed è stata riportata in figura 4.34:

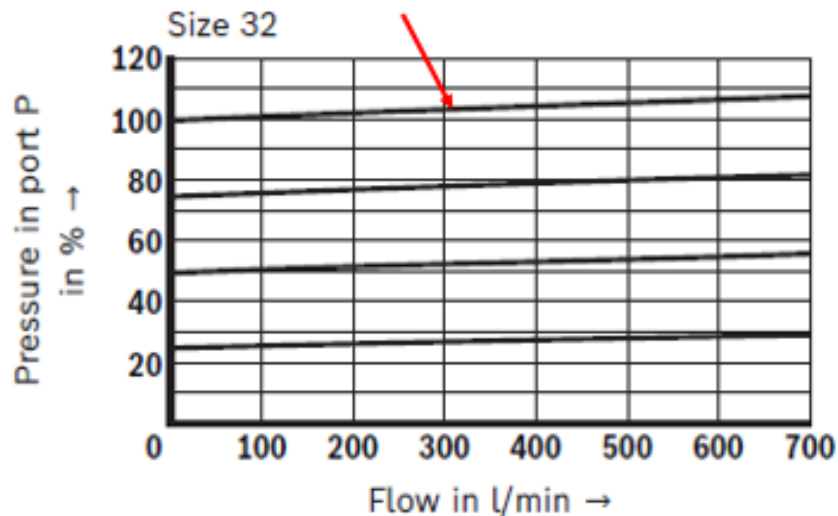


Figura 4.36: Caratteristica portata volumetrica -pressione di taratura della valvola limitatrice di pressione proporzionale [12]

In particolare la caratteristica da utilizzare è quella di massima apertura della valvola, indicata con la freccia in rosso. La portata volumetrica limite sulla PRV è  $Q_{lim,PRV} = 700 \text{ l/min}$ , mentre la sua massima pressione di taratura è pari a  $p^* = 350 \text{ bar}$ .

L'equazione che definisce la portata volumetrica che passa attraverso la PRV è data da

$$Q_1 = \Delta p \cdot \text{grad}p \quad (4.18)$$

in cui  $gradp$  rappresenta il coefficiente angolare della retta caratteristica (in questo caso dal grafico si misura  $gradp = 28 \frac{l/min}{bar}$ ), mentre  $\Delta p$  è la pressione netta di apertura della valvola limitatrice di pressione proporzionale.

Quest'ultima può essere calcolata con l'equazione (4.19):

$$\Delta p = p_1 - p_B - p^* \frac{x}{x_{max}} \quad (4.19)$$

in cui  $p_1$  è la pressione di monte alla PRV,  $p_B$  è la sua pressione di valle della PRV,  $p^* = 350 \text{ bar}$  è la sua massima pressione di taratura,  $x_{max} = 40$  è il segnale massimo in input alla valvola e  $x$  è il segnale generico da determinare. In figura 4.37 è raffigurato un dettaglio della PRV e della valvola 4/2 on-off preso dal circuito in Amesim:

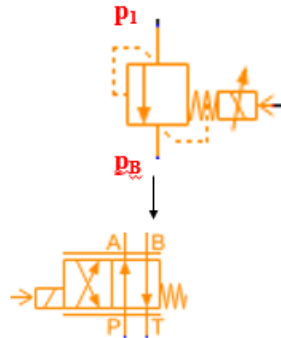


Figura 4.37: Dettaglio di valvola limitatrice di pressione proporzionale e valvola 4-2 on/off dal circuito in Amesim

La valvola limitatrice di pressione proporzionale consente quindi di modificare la sua taratura grazie al segnale in ingresso  $x$ . Anche in questo caso, al fine di sfruttare tutta la portata volumetrica ammissibile dalla valvola (cioè  $Q_{lim,PRV} = 700 \text{ l/min}$ ), l'equazione (4.19) è stata sostituita nella (4.18):

$$Q_{lim,PRV} = \left( p_1 - p_B - p^* \frac{x}{x_{max}} \right) gradp \quad (4.20)$$

Da essa è stato possibile ricavare il segnale  $x$  in ingresso alla PRV:

$$x = \left( p_1 - p_B - \frac{Q_{lim,PRV}}{gradp} \right) \frac{x_{max}}{p^*} \quad (4.21)$$

Il circuito costruito in ambiente Amesim è riportato in figura 4.38:

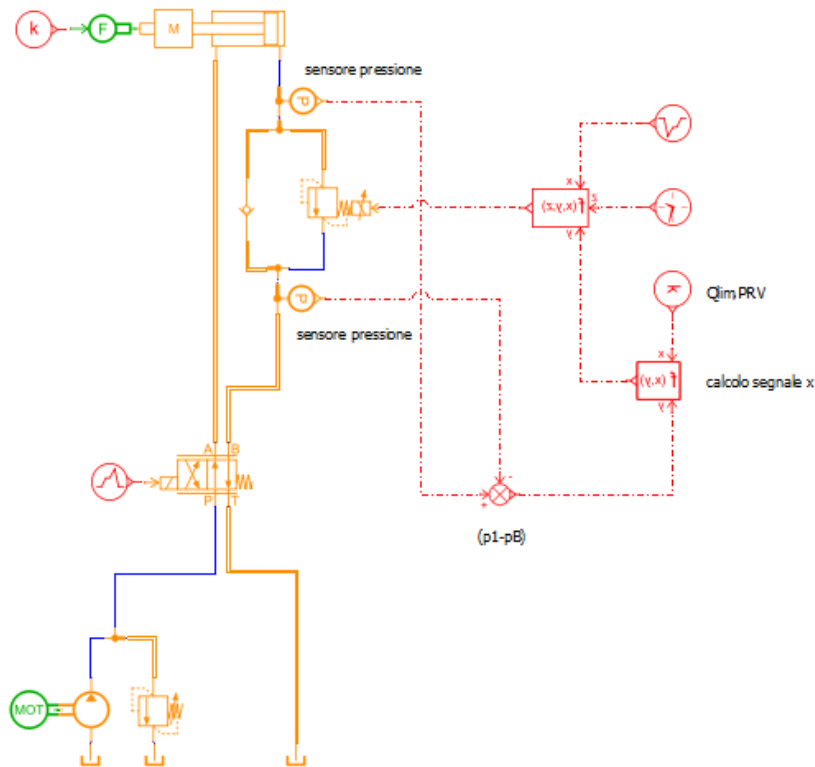


Figura 4.38: Circuito idraulico con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola proporzionale limitatrice di pressione in Amesim

Nel circuito in Amesim, grazie ai sensori di pressione è possibile misurare i valori di pressione  $p_1$  e  $p_B$ . La funzione  $f(x,y)$  riceve come input la differenza  $p_1 - p_B$  e il valore costante  $Q_{lim,PRV} = 700 \text{ l/min}$  e calcola il segnale  $x$  grazie all'equazione (4.17).

Il segnale relativo alla valvola limitatrice di pressione proporzionale ricavato in Amesim è riportato in figura 4.39:

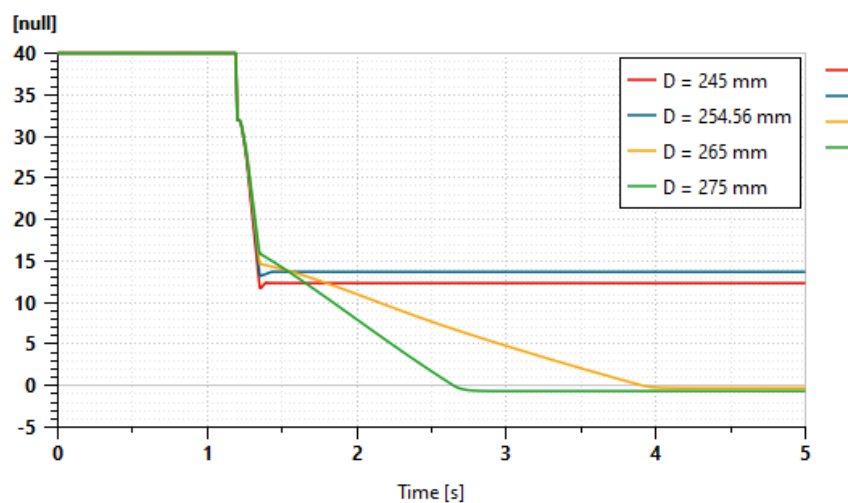


Figura 4.39: Segnale relativo alla valvola proporzionale limitatrice di pressione ricavato in Amesim

L'andamento di portata volumetrica  $Q_l$  ricavato in Amesim è riportato rispettivamente in figura 4.40:

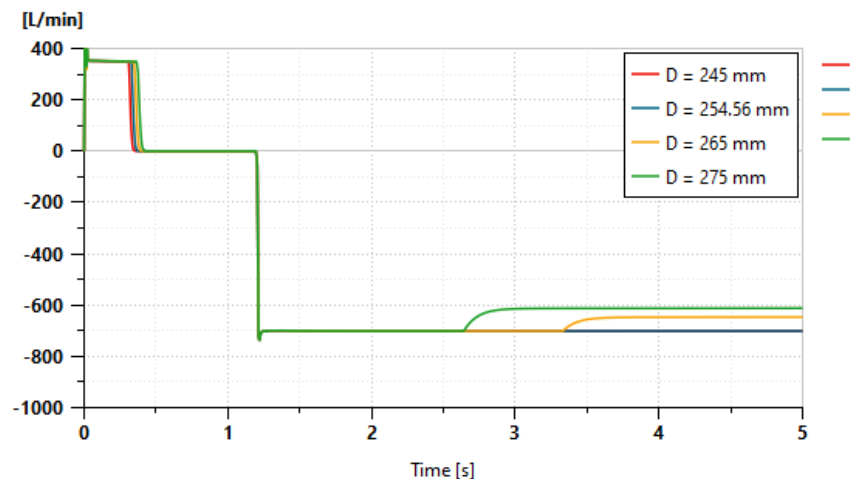


Figura 4.40: Portata volumetrica  $Q_1$  ricavata in Amesim al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale

Come si vede dal grafico, la portata volumetrica raggiunge istantaneamente il valore limite  $Q_{lim,PRV} = 700 \text{ l/min}$  e rimane costante per una durata di alcuni secondi (che varia al variare dei diametri  $D$ ). In particolare, nel caso di  $D = 245 \text{ mm}$ , il valore di portata volumetrica stazionaria è pari a  $Q_{1,staz} = 750,99 \text{ l/min}$ , che è maggiore di  $Q_{lim,PRV} = 700 \text{ l/min}$ . Quindi in questo caso specifico la portata volumetrica  $Q_1$  rimane pari al valore di saturazione  $700 \text{ l/min}$ . Allo stesso modo l'andamento della pressione  $p_1$  ricavato in Amesim è riportato rispettivamente in figura 4.41:

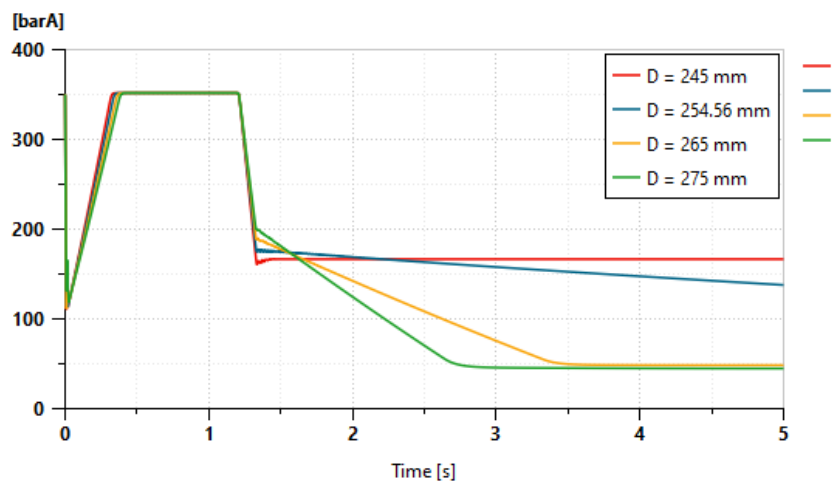


Figura 4.41: Pressione  $p_1$  ricavata in Amesim al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale

I valori di durata della decompressione  $t_{dec}$  (in  $ms$ ) al variare del valore di diametro dello stantuffo  $D$  sono riportati in tabella 4.8:

Tabella 4.8: Parametri relativi al tempo di decompressione per i vari valori di diametro dello stantuffo  $D$

$D$ [mm]	$t_{dec}$ [s]
245	149
254,56	149
265	148
275	148

#### 4.5.1 Simulazioni con valvola variazione taratura valvola limitatrice di pressione (di massima)

Anche in questo caso, al fine di verificare l'effetto della modifica della taratura della valvola limitatrice di pressione (di massima), nel circuito in Amesim la valvola presente a taratura fissa è stata sostituita da una proporzionale (come espresso in figura 4.9). Sono state quindi eseguite le simulazioni Amesim in modalità Batch, e gli andamenti di portata volumetrica  $Q_l$  e di pressione  $p_l$  nella camera lato stantuffo dell'attuatore per le varie pressioni di taratura sono riportati rispettivamente in figura 4.42 e 4.43:

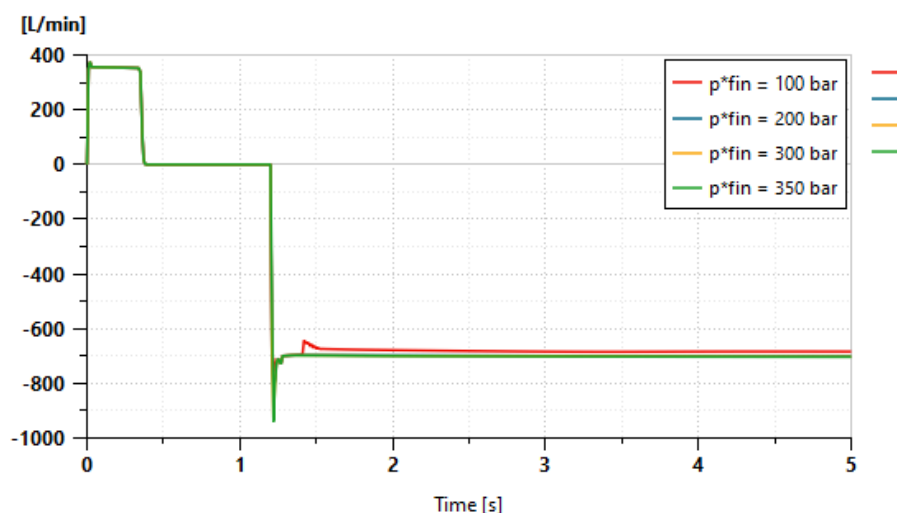


Figura 4.42: Portata volumetrica  $Q_l$  ricavata in Amesim al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale- variazione della  $p^*_{fin}$



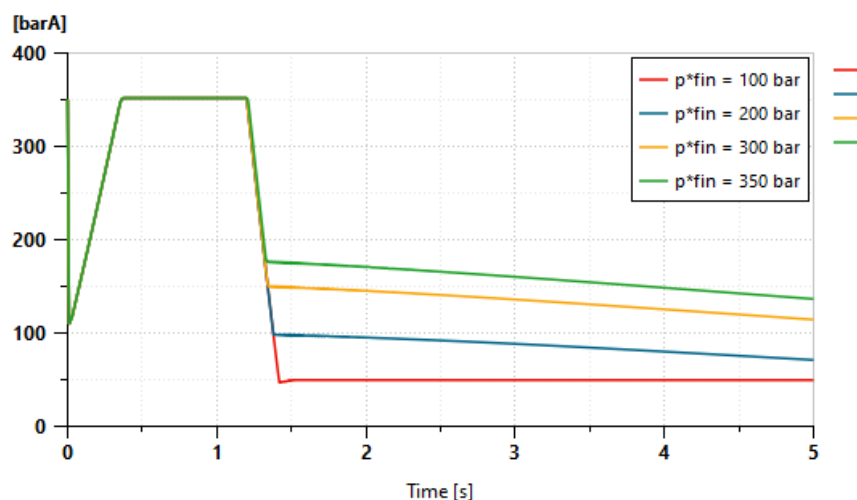


Figura 4.43: Pressione  $p_1$  ricavata in Amesim al variare del tempo - configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale- variazione della  $p^*_{fin}$

Come si nota dal grafico di figura 4.42, al variare della pressione di taratura  $p^*_{fin}$  la portata smaltita dalla PRV rimane pressochè la medesima (pari a  $Q_{lim,PRV} = 700 \text{ l/min}$ ), sebbene i valori di pressione  $p_1$  all'interno della camera lato stantuffo restino relativamente elevati. A differenza del circuito con orifizio a diametro fisso (Paragrafo 4.3.1), in questo caso è stato possibile impostare un comando  $x$  in ingresso alla PRV in funzione della variazione di pressione ai suoi capi (come visto nell'equazione (4.21)). Ciò fa sì che la PRV smaltisca sempre una portata volumetrica pari a  $Q_{lim,PRV}$ .

## 5. Analisi critica dei risultati ottenuti

Una volta ottenuti, per le varie configurazioni di circuito analizzate, gli andamenti di portata volumetrica e di pressione nella camera lato stantuffo dell'attuatore tali da non superare i limiti di portata imposti dalle valvole proporzionali, sono stati riportati i risultati in termini di spostamento dell'attuatore e di durata della fase di decompressione. Per i vari circuiti è stato considerato l'effetto della variazione (o meno) della taratura della valvola limitatrice di pressione (di massima).

### 5.1 Circuito idraulico con valvola direzionale on-off 4 vie 2 posizioni di lavoro e orifizio

Nella configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio, a partire dalle simulazioni eseguite in Amesim in modalità *Batch* nel Paragrafo 4.3.1, sono stati considerati 2 dei 4 valori esaminati:

- $p_{fin}^* = 100 \text{ bar}$ , ovvero la taratura della valvola limitatrice di pressione è variabile;
- $p_{fin}^* = p^* = 350 \text{ bar}$ , ovvero la taratura della valvola rimane fissa;

Inoltre si è considerato il caso di diametro dello stantuffo  $D = 254.56 \text{ mm}$ .

I valori del segnale  $x$  in ingresso alla valvola limitatrice di pressione sono riportati in figura 5.1:

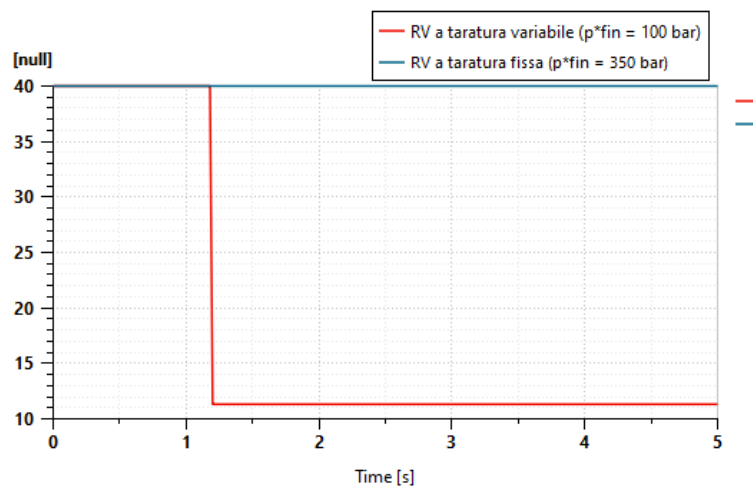


Figura 5.1: Segnale  $x$  in ingresso alla valvola limitatrice di pressione (di massima) proporzionale

L'andamento temporale della posizione dell'attuatore nei due casi è rappresentato in figura 5.2:

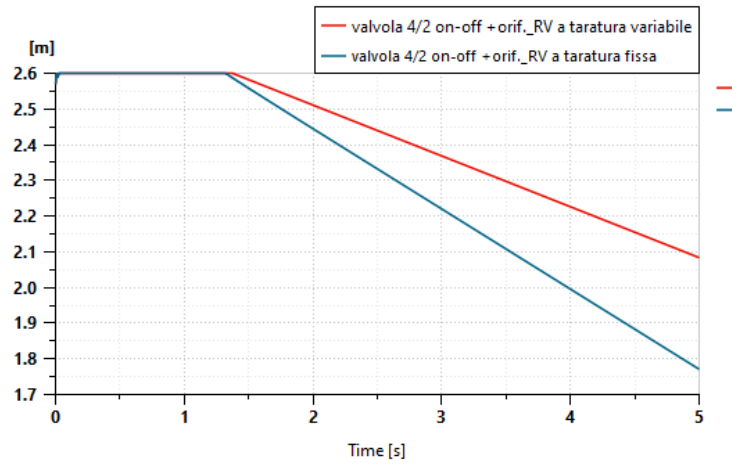


Figura 5.2: Posizione dell'attuatore al variare del tempo nel caso di circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio - RV di massima con taratura fissa e variabile

Dal grafico si nota una cospicua differenza tra la posizione finale  $x_{fin}$  raggiunta dall'attuatore nel caso di valvola a taratura fissa e quella raggiunta nell'altra configurazione (in particolare nel primo caso l'attuatore compie uno spazio maggiore).  
Un ingrandimento della figura 5.2 in grado di evidenziare, per entrambi i casi, la durata della fase di decompressione è riportato in figura 5.3:

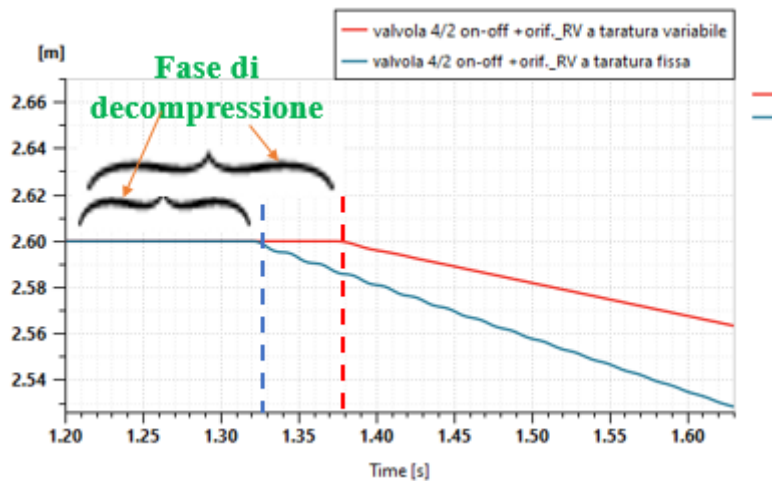


Figura 5.3: Durata fase di decompressione nel caso di circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio - RV di massima con taratura fissa e variabile

Dal grafico si nota che la fase di decompressione, la cui durata va da  $t = 1,2$  s alle linee tratteggiate, ha una durata maggiore nel caso in cui la valvola abbia la taratura variabile. Al termine della simulazione di durata  $t = 5$  s, i risultati in termini di spazio percorso dall'attuatore  $\Delta x = L - x_{fin}$  (in cui  $L$  è la corsa dell'attuatore) e di durata della fase di decompressione (in ms)  $\Delta t_{dec} = (t_{dec} - 1,2 \text{ s}) \cdot 1000$  sono riportati in tabella 5.1:

Tabella 5.1: Parametri relativi a spazio percorso dall'attuatore e durata della fase di decompressione nel caso di circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio

$p_{fin}^*$ [bar]	$\Delta x$ [mm]	$\Delta t_{dec}$ [ms]
100	520	175
350	829	120

## 5.2 Circuito idraulico con valvola direzionale 4 vie 3 posizioni di lavoro

Nella configurazione con valvola direzionale 4/3 direzionale, a partire dalle simulazioni eseguite in Amesim in modalità *Batch* nel Paragrafo 4.4.2, anche in questo caso sono stati considerati 2 dei 4 valori esaminati ( $p_{fin}^* = 100 \text{ bar}$  e  $p_{fin}^* = 350 \text{ bar}$ ) e diametro dello stantuffo  $D = 254.56 \text{ mm}$ . L'andamento temporale della posizione dell'attuatore nei due casi è rappresentato in figura 5.4:

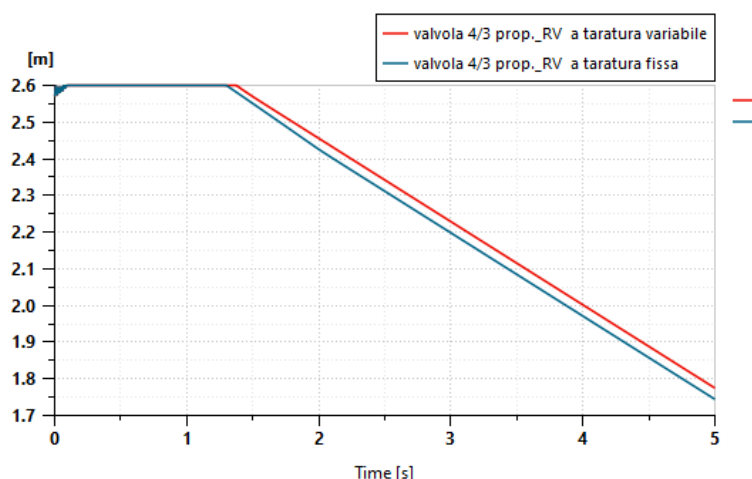


Figura 5.4: Posizione dell'attuatore al variare del tempo nel caso di circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale - RV di massima con taratura fissa e variabile

A differenza del circuito con valvola 4/2 on-off e orifizio, dal grafico si nota una ridotta differenza tra la posizione finale  $x_{fin}$  raggiunta dall'attuatore nel caso di valvola a taratura fissa e quella raggiunta nell'altra configurazione (in particolare nel primo caso l'attuatore compie uno spazio maggiore).

Un ingrandimento della figura 5.4 in grado di evidenziare, per entrambi i casi, la durata della fase di decompressione è riportato in figura 5.5:

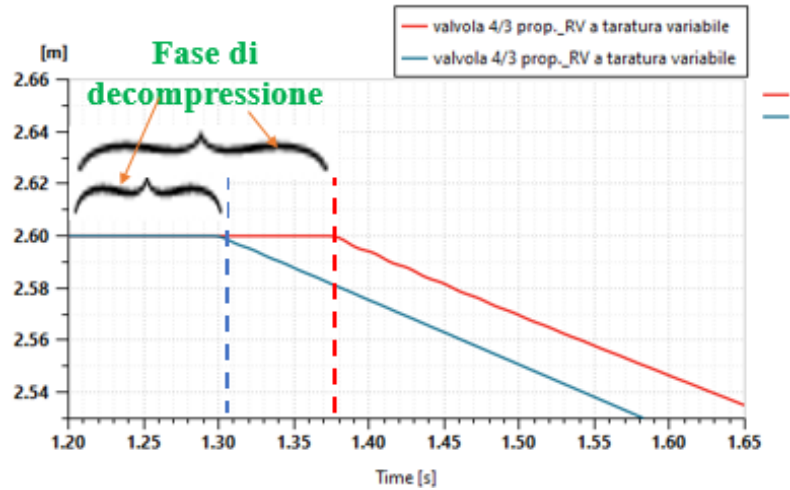


Figura 5.5: Durata fase di decompressione nel caso di circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale - RV di massima con taratura fissa e variabile

Anche in questo caso, si nota che la fase di decompressione, la cui durata va da  $t = 1,2$  s alle linee tratteggiate, ha una durata maggiore nel caso in cui la valvola abbia la taratura variabile. I risultati in termini di spazio percorso dall'attuatore (al termine della simulazione di durata  $t = 5$  s)  $\Delta x$  e  $\Delta t_{dec}$  sono riportati in tabella 5.2:

Tabella 5.2: Parametri relativi a spazio percorso dall'attuatore e durata della fase di decompressione nel caso di circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale

$p_{fin}^*$ [bar]	$\Delta x$ [mm]	$\Delta t_{dec}$ [ms]
100	821	190
350	851	106

### 5.3 Circuito idraulico con valvola direzionale 4 vie 2 posizioni di lavoro on-off e valvola proporzionale limitatrice di pressione

Infine, nella configurazione con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola proporzionale limitatrice di pressione, a partire dalle simulazioni eseguite in Amesim in modalità *Batch* nel Paragrafo 4.5.1, anche in questo caso sono stati considerati 2 dei 4 valori esaminati ( $p_{fin}^* = 100$  bar e  $p_{fin}^* = 350$  bar) e diametro dello stantuffo  $D = 254.56$  mm.

L'andamento temporale della posizione dell'attuatore nei due casi è rappresentato in figura 5.6:

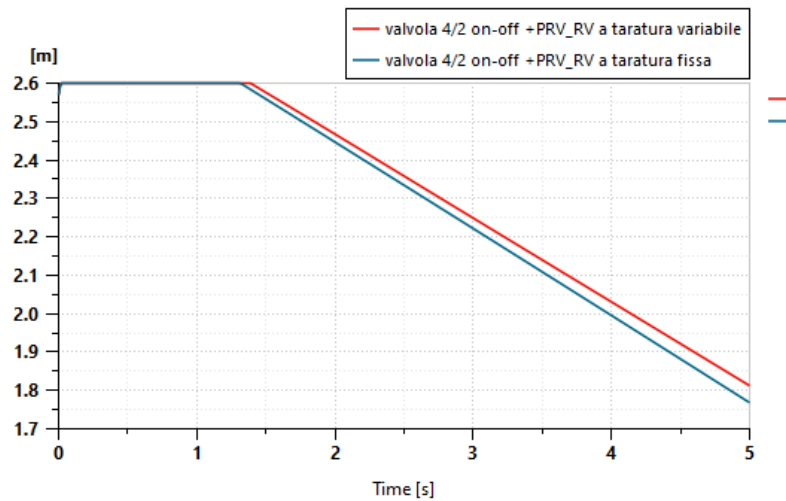


Figura 5.6: Posizione dell'attuatore al variare del tempo nel caso di circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale- RV di massima con taratura fissa e variabile

Come nel circuito con valvola 4/3 proporzionale, anche in questo caso si nota una differenza ridotta tra la posizione finale  $x_{fin}$  raggiunta dall'attuatore nel caso di valvola a taratura fissa e quella raggiunta nell'altra configurazione (in particolare nel primo caso l'attuatore compie uno spazio maggiore).

Un ingrandimento della figura 5.6 in grado di evidenziare, per entrambi i casi, la durata della fase di decompressione è riportato in figura 5.7:

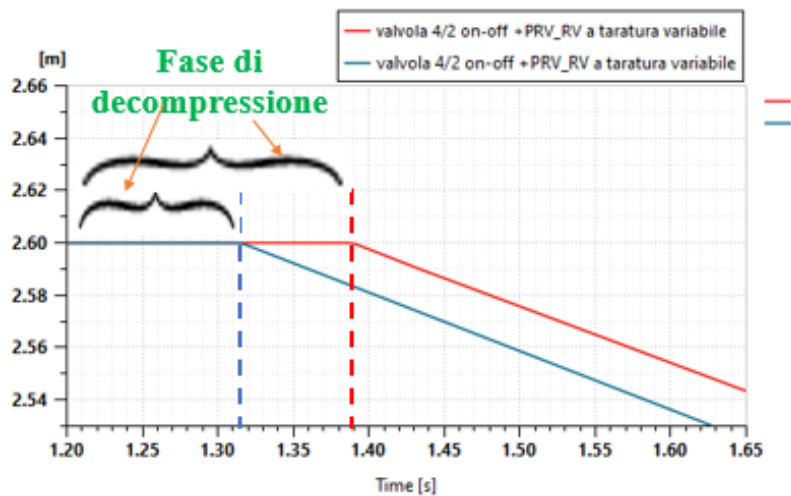


Figura 5.7: Durata fase di decompressione nel caso di circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale- RV di massima con taratura fissa e variabile

Dal grafico si nota che la fase di decompressione, la cui durata va da  $t = 1,2$  s alle linee tratteggiate, ha una durata maggiore nel caso in cui la valvola abbia la taratura variabile.

I risultati in termini di spazio percorso dall'attuatore (al termine della simulazione di durata  $t = 5$  s)  $\Delta x$  e  $\Delta t_{dec}$  sono riportati in tabella 5.3:

Tabella 5.3: Parametri relativi a spazio percorso dall'attuatore e durata della fase di decompressione nel caso di circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale

$p_{fin}^*$ [bar]	$\Delta x$ [mm]	$\Delta t_{dec}$ [ms]
100	797	210
350	826	128

## 5.4 Confronto tra i risultati ottenuti

In prima analisi, i risultati ottenuti in termini di spazio percorso dall'attuatore  $\Delta x$  (al termine della simulazione di durata  $t = 5\text{ s}$ ) in funzione della variazione di taratura della valvola limitatrice di pressione (di massima) nelle tre tipologie di circuito analizzate sono stati messi a confronto tra di loro. Si ricorda che le simulazioni sono state eseguite considerando per ogni configurazione il suo valore di portata massima ammissibile:

- $Q_{lim,tubo} = 950\text{ l/min}$  per il circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e orifizio;
- $Q_{lim,DV} = 870\text{ l/min}$  per il circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale;
- $Q_{lim,PRV} = 700\text{ l/min}$  per il circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale;

Al fine di rendere più accurato l'andamento delle curve sono stati considerati più punti:  $p_{fin}^*$  variabile tra 100 bar e 350 bar (con uno step di 50 bar). Inoltre le curve sono state ottenute per i valori di diametro dello stantuffo  $D$  analizzati nel Capitolo 4, e i risultati in termini di spazio percorso dall'attuatore al variare di  $p_{fin}^*$  sono riportati nelle figure che seguono:

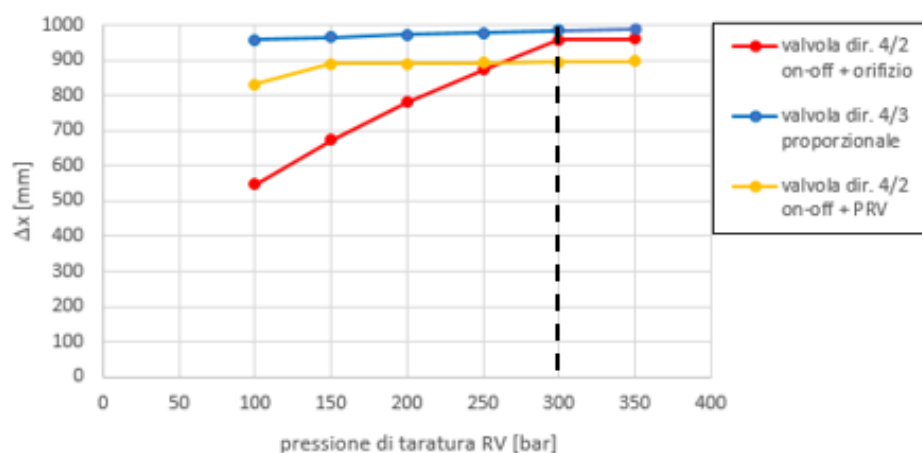


Figura 5.8: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale  $p_{fin}^*$  ( $D = 245\text{ mm}$ ) -  $Q_{lim}$  differenti tra di loro

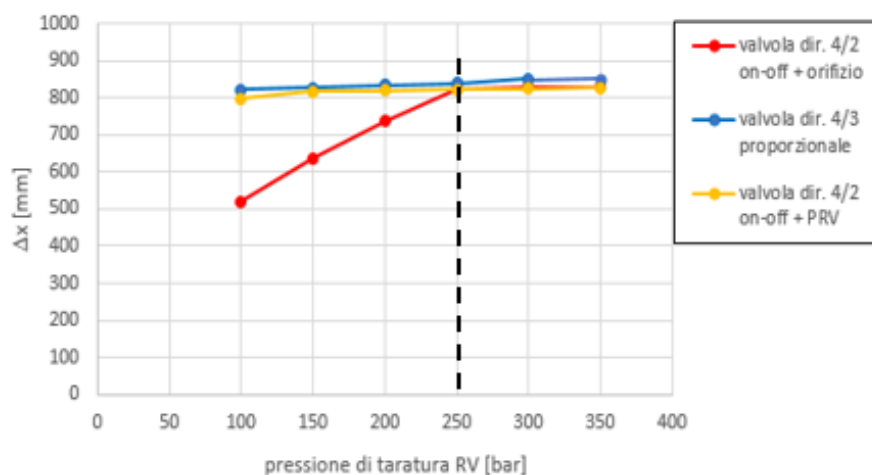


Figura 5.9: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale  $p^*_{fin}$  ( $D = 254.56$  mm) -  $Q_{lim}$  differenti tra di loro

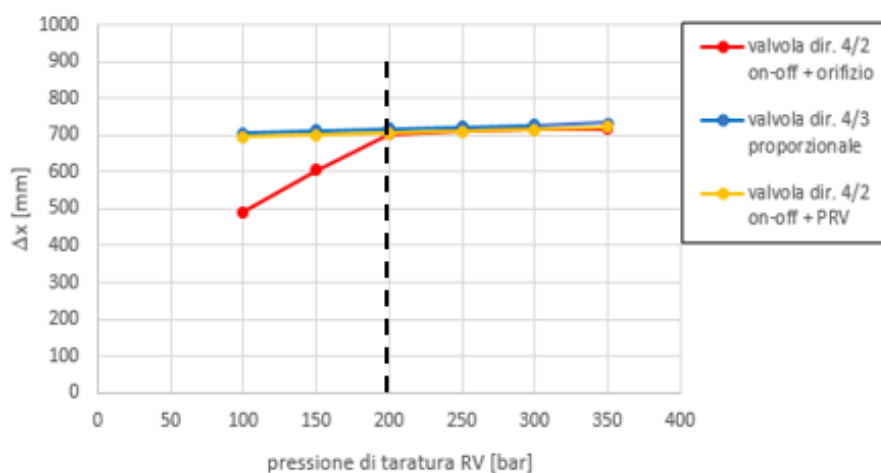


Figura 5.10: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale  $p^*_{fin}$  ( $D = 265$  mm) -  $Q_{lim}$  differenti tra di loro

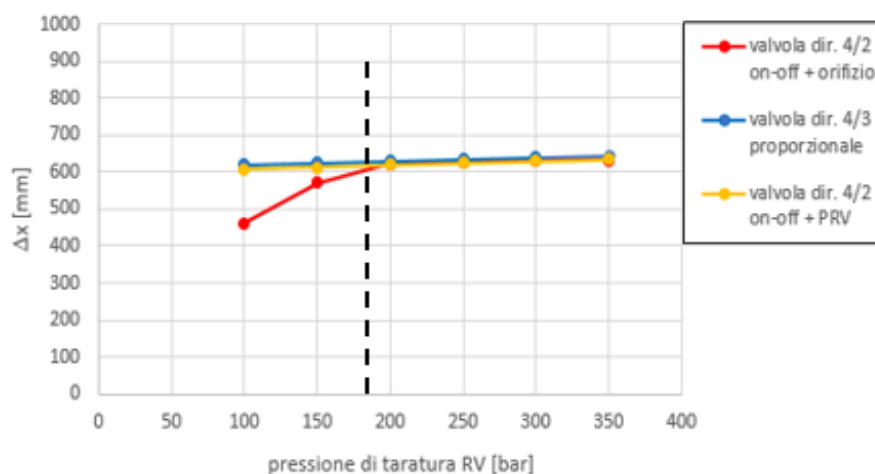


Figura 5.11: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale  $p^*_{fin}$  ( $D = 275$  mm) -  $Q_{lim}$  differenti tra di loro



Nei vari grafici si nota che, nel caso dei circuiti con le valvole proporzionali, lo spazio percorso dall'attuatore al variare della  $p_{fin}^*$  rimane circa costante (è risultato leggermente maggiore lo spazio percorso nella configurazione con valvola direzionale 4/3 proporzionale), a differenza di ciò che accade nel circuito con orifizio. Quest'ultima configurazione infatti, per valori inferiori ad una certa  $p_{fin}^*$  (indicata nei grafici con linea tratteggiata nera), compie spostamenti decisamente minori rispetto a ciò che accade nei circuiti con valvole proporzionali. Ciò è dovuto al fatto che, avendo l'orifizio un diametro fisso, al diminuire della pressione di taratura  $p_{fin}^*$  anche la velocità dell'attuatore si riduce (come visto nel Paragrafo 4.3.1). Al variare del diametro dello stantuffo  $D$ , in figura 5.12 sono riportati i margini di miglioramento  $\Delta\%$  in termini di spostamento  $\Delta x$  nell'utilizzo del circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale rispetto al circuito con orifizio:

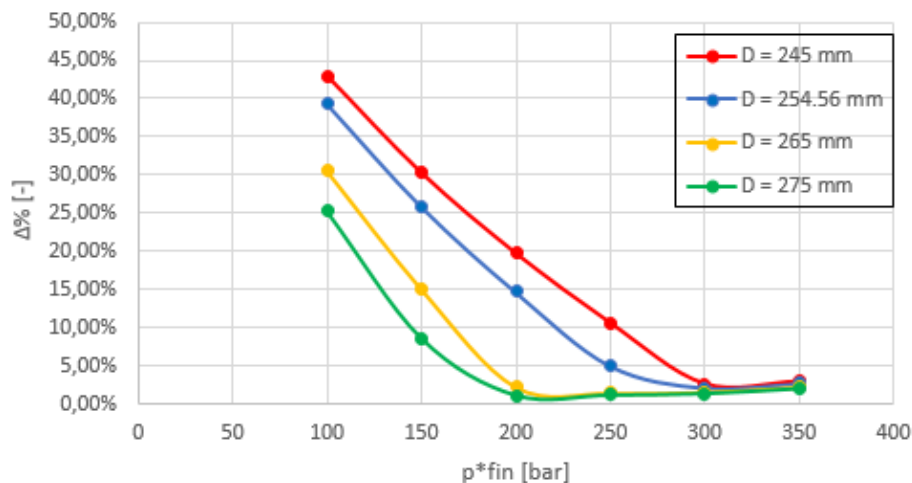


Figura 5.12: Margine di miglioramento in termini di spostamento dell'attuatore  $\Delta x$  al variare di  $p_{fin}^*$  nell'utilizzo del circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale rispetto al circuito con valvola 4/2 on-off e orifizio -) -  $Q_{lim}$  differenti tra di loro

Allo stesso modo, i risultati ottenuti in termini di durata della fase di decompressione  $\Delta t_{dec}$  in funzione della pressione di taratura della valvola limitatrice di pressione (di massima)  $p_{fin}^*$  nelle tre tipologie di circuito analizzate sono riportati in figura 5.14 (sono stati riportati i valori relativi al solo diametro dello stantuffo  $D = 254.56$  mm, dato che questo parametro è risultato influente su  $\Delta t_{dec}$ ):

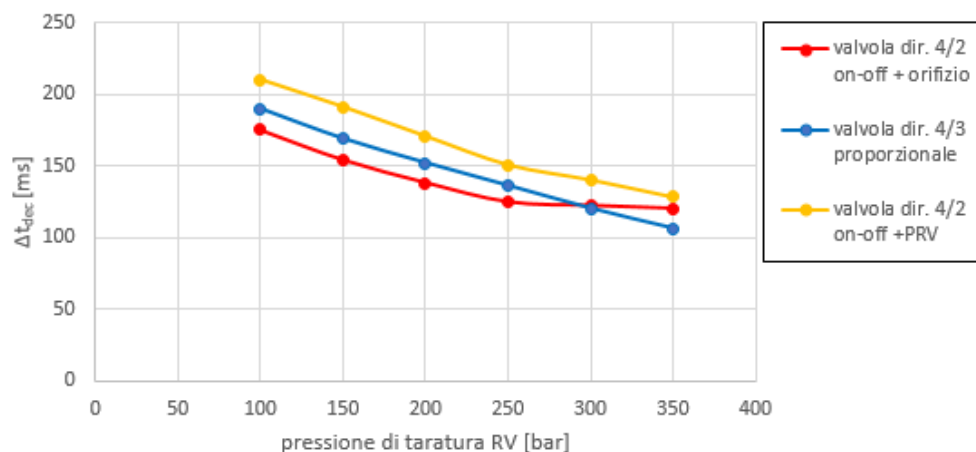


Figura 5.13: Durata della fase di decompressione nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale  $p_{fin}^*$  -  $D = 254.56$  mm -  $Q_{lim}$  differenti tra di loro

Dal grafico si evince che, in tutte e tre le configurazioni, la durata della fase di decompressione aumenta nel caso in cui la pressione di taratura  $p_{fin}^*$  diminuisce.

In particolare il circuito con valvola direzionale 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale ha durate di decompressione globalmente più alte rispetto alle altre configurazioni. Tuttavia durate di decompressione differenti per le tre configurazioni di circuito sono dovute al fatto che, nei vari casi, siano stati imposti valori di portata volumetrica massima  $Q_{lim}$  differenti.

Al fine di rendere i circuiti analizzati comparabili anche in termini della portata massima ammissibile, le simulazioni sono state ripetute imponendo questa volta per ogni configurazione la medesima  $Q_{lim}$ : in particolare è stato scelto il valore minimo  $Q_{lim,PRV} = 700 \text{ l/min}$ .

Anche questa volta, i risultati in termini di spazio percorso dall'attuatore al variare di  $p_{fin}^*$  per le tre configurazioni di circuito e nei vari casi di diametro dello stantuffo  $D$  sono riportati nelle figure che seguono:

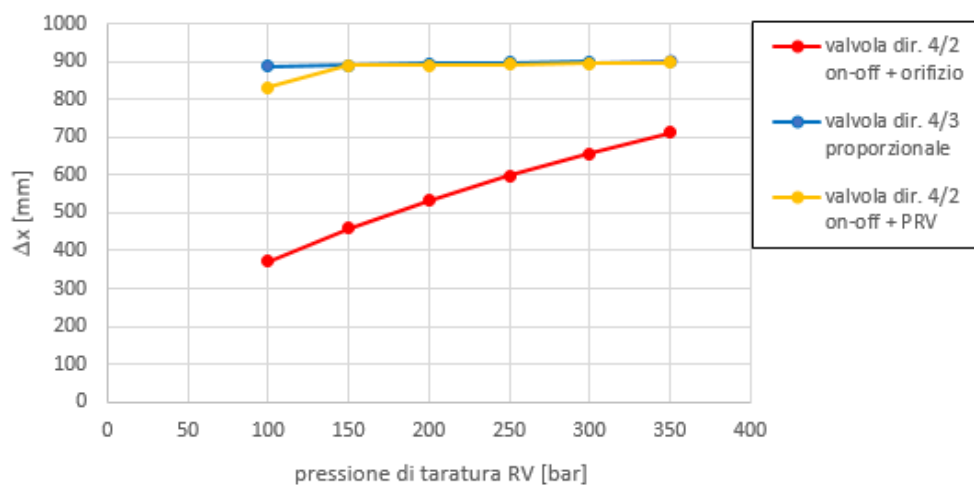


Figura 5.14: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale  $p_{fin}^*$  ( $D = 245 \text{ mm}$ ) -  $Q_{lim}$  uguali tra di loro

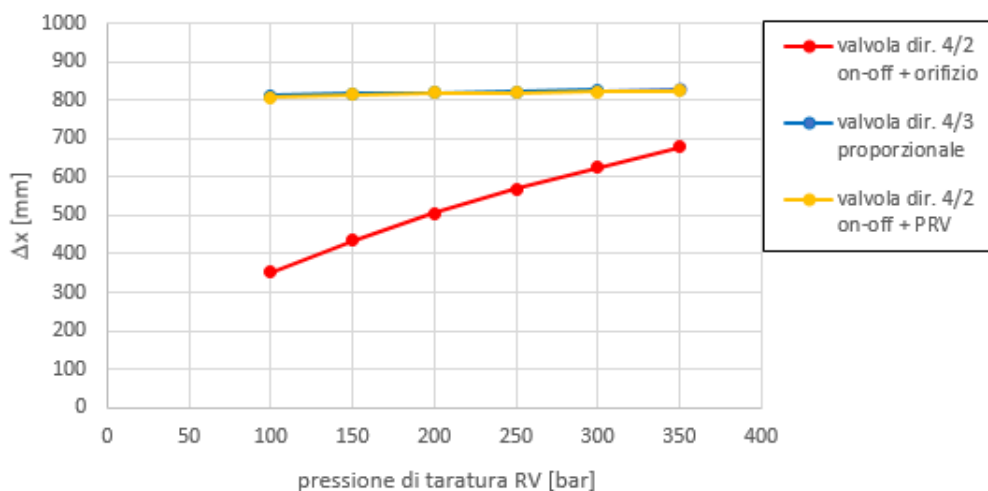


Figura 5.15: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale  $p_{fin}^*$  ( $D = 254.56 \text{ mm}$ ) -  $Q_{lim}$  uguali tra di loro

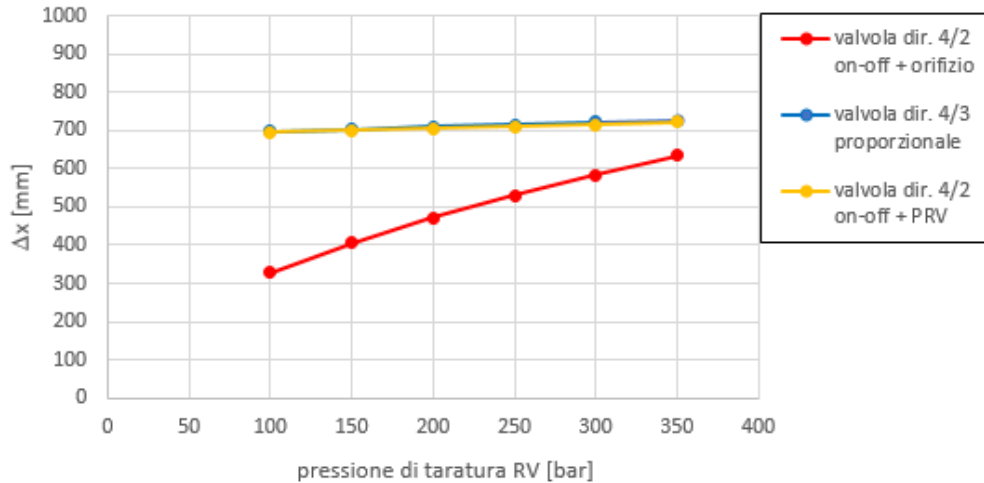


Figura 5.16: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale  $p_{fin}^*$  ( $D = 265 \text{ mm}$ ) -  $Q_{lim}$  uguali tra di loro

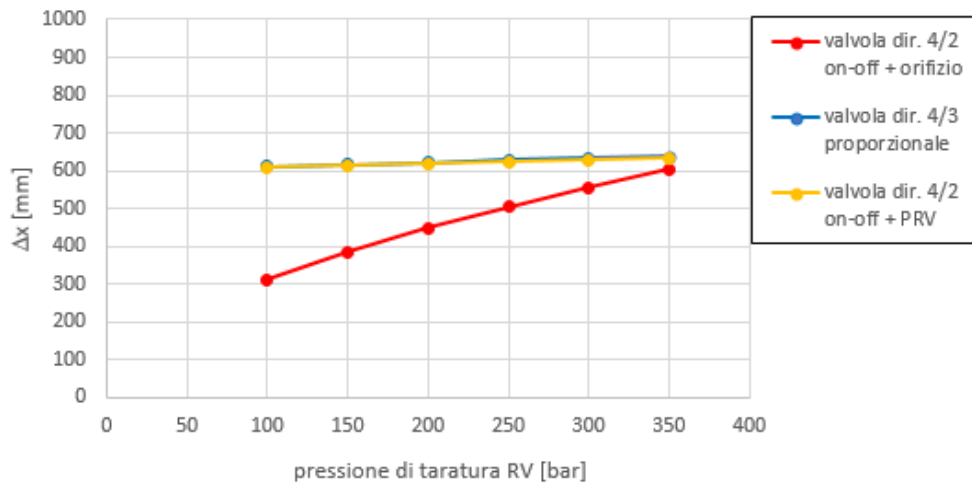


Figura 5.17: Spazio percorso dall'attuatore nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale  $p_{fin}^*$  ( $D = 275 \text{ mm}$ ) -  $Q_{lim}$  uguali tra di loro

Anche in questo caso, nei vari grafici si nota che, nel caso dei circuiti con le valvole proporzionali, lo spazio percorso dall'attuatore al variare della  $p_{fin}^*$  rimane circa costante (è risultato leggermente maggiore lo spazio percorso nella configurazione con valvola direzionale 4/3 proporzionale), a differenza di ciò che accade nel circuito con orifizio. Quest'ultima configurazione per tutti i valori di  $p_{fin}^*$  compie spostamenti decisamente inferiori rispetto a ciò che accade nei circuiti con valvole proporzionali. Al variare del diametro dello stantuffo  $D$ , in figura 5.18 sono riportati i margini di miglioramento  $\Delta\%$  in termini di spostamento  $\Delta x$  nell'utilizzo del circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale rispetto al circuito con orifizio:

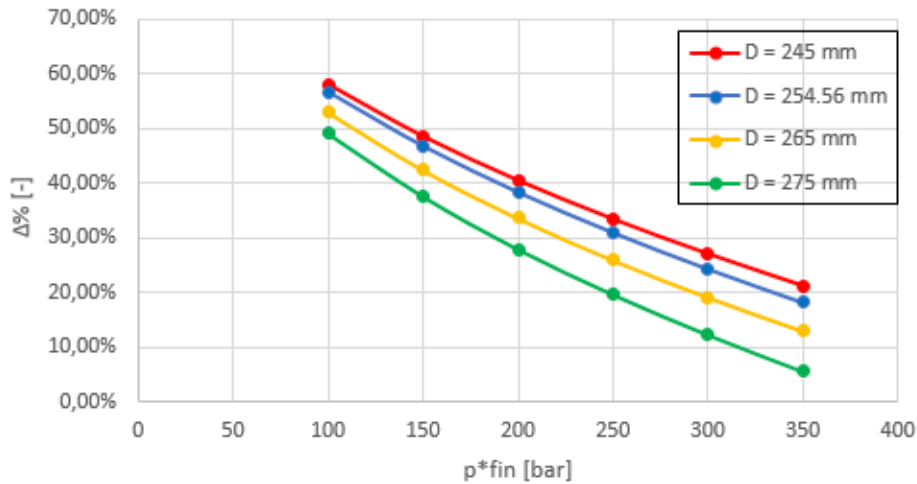


Figura 5.18: Margine di miglioramento in termini di spostamento dell'attuatore  $\Delta x$  al variare di  $p_{fin}^*$  nell'utilizzo del circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale rispetto al circuito con valvola 4/2 on-off e orifizio -) -  $Q_{lim}$  uguali tra di loro

Ancora una volta, i risultati ottenuti in termini di durata della fase di decompressione  $\Delta t_{dec}$  in funzione della pressione di taratura della valvola limitatrice di pressione (di massima)  $p_{fin}^*$  nelle tre tipologie di circuito analizzate sono riportati in figura 5.19 (sono stati riportati i valori relativi al solo diametro dello stantuffo  $D = 254.56$  mm, dato che questo parametro è risultato influente su  $\Delta t_{dec}$ ):

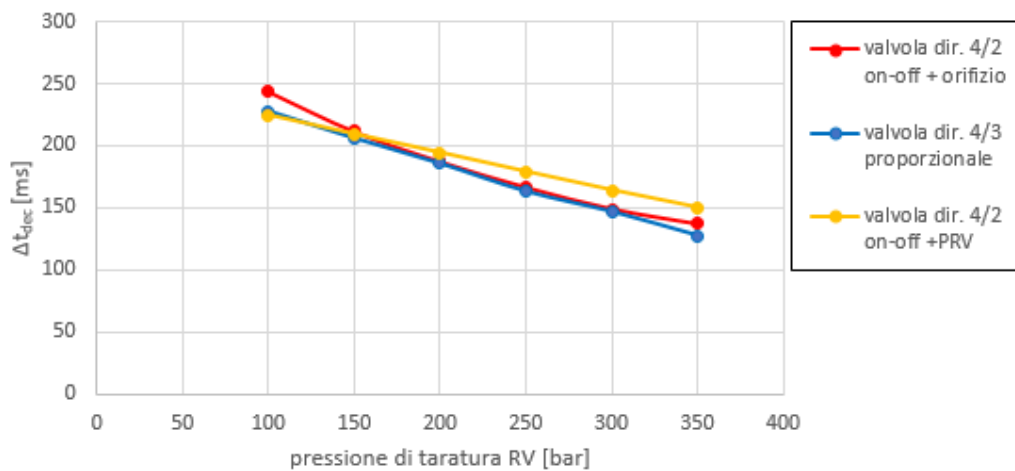


Figura 5.19: Durata della fase di decompressione nelle varie configurazioni di circuito al variare della pressione di taratura finale  $p_{fin}^*$  -  $D = 254.56$  mm -  $Q_{lim}$  uguali tra di loro

Dal grafico si evince che, in tutte e tre le configurazioni, la durata della fase di decompressione aumenta nel caso in cui la pressione di taratura  $p_{fin}^*$  diminuisce.

In questo caso, avendo considerato per le tre configurazioni di circuito lo stesso valore di portata volumetrica massima ammissibile  $Q_{lim} = 700$  l/min, i risultati in termini di durata della fase di decompressione sono risultati simili tra di loro.

## 6. Conclusioni

Il lavoro di tesi ha permesso di studiare il fenomeno della decompressione dell'olio idraulico in attuatori oleodinamici di grandi dimensioni caratterizzati da pressioni di esercizio molto elevate. Grazie all'ambiente di simulazione Amesim, è stato possibile costruire il circuito idraulico di riferimento, costituito da un attuatore a doppio effetto le cui camere sono collegate alle bocche di una valvola direzionale on-off 4 vie 2 posizioni di lavoro. In primo luogo, il modo più semplice per limitare la portata in uscita dalla camera lato stantuffo dell'attuatore (nella sua fase di rientro) è consistito nell'aggiungere un orifizio di diametro fisso sul condotto a valle della camera stessa. Tuttavia questa soluzione ha presentato evidenti svantaggi: la presenza dell'orifizio, infatti, ha fatto sì che la camera lato stantuffo dell'attuatore rimanesse in pressione anche una volta iniziata la fase di rientro dell'attuatore. Inoltre, essendo l'orifizio a taratura fissa, un valore di diametro dello stesso che risulta ottimale in una certa condizione di funzionamento del circuito può non esserlo più in un'altra condizione di funzionamento. Ad esempio, a parità di diametro dell'orifizio, una riduzione della pressione di taratura della valvola limitatrice di pressione (di massima) ha fatto sì che una parte della portata volumetrica fornita dalla pompa venisse scaricata dalla valvola stessa, causando quindi perdite in termini di efficienza del circuito. A questo proposito, il circuito di riferimento è stato modificato introducendo delle valvole proporzionali, caratterizzate dalla possibilità di modulazione del loro segnale di comando in ingresso. Sono stati simulati in Amesim un circuito con valvola direzionale 4/3 proporzionale e un circuito con valvola 4/2 on-off e valvola limitatrice di pressione proporzionale. In entrambe le configurazioni, alle valvole proporzionali sono stati assegnati segnali di comando tali da garantire, in funzione della pressione presente all'interno della camera lato stantuffo dell'attuatore, il transito della massima portata volumetrica ammissibile attraverso le valvole stesse. Le tre configurazioni di circuito sono state confrontate in termini di spostamento dell'attuatore (al termine delle simulazioni di durata  $t = 5\text{ s}$ ) al variare di parametri del circuito come il diametro dello stantuffo e la pressione di taratura della valvola di massima.

In primo luogo, il confronto tra i circuiti è stato effettuato considerando, per ogni configurazione, la sua portata volumetrica massima ammissibile. I margini di miglioramento tra gli spostamenti dell'attuatore relativi ai circuiti con valvole proporzionali rispetto al circuito con orifizio sono risultati considerevoli. In particolare, come termine di paragone, è stata considerata la configurazione con valvola direzionale 4/3 proporzionale, leggermente prestante rispetto all'altra. Nel migliore dei casi, nella configurazione con pressione di taratura della valvola di massima  $p_{fin}^* = 100\text{ bar}$ , è stato riscontrato, con diametro dello stantuffo  $D = 245\text{ mm}$  un miglioramento  $\Delta\% = 44\%$ , mentre con  $D = 275\text{ mm}$  un miglioramento  $\Delta\% = 25\%$ .

In secondo luogo, è stato ripetuto il confronto tra i circuiti, questa volta considerando, per ogni configurazione, la medesima portata volumetrica massima  $Q_{lim} = 700\text{ l/min}$ . Anche in questo caso i margini di miglioramento tra gli spostamenti dell'attuatore relativi al circuito con valvole proporzionali rispetto al circuito con orifizio sono risultati elevati. Nel migliore dei casi, nella configurazione con pressione di taratura della valvola di massima  $p_{fin}^* = 100\text{ bar}$ , è stato riscontrato, con diametro dello stantuffo  $D = 245\text{ mm}$  un miglioramento  $\Delta\% = 60\%$ , mentre con  $D = 275\text{ mm}$  un miglioramento  $\Delta\% = 50\%$ .

In definitiva, l'utilizzo di valvole proporzionali ha permesso di rendere la gestione del fenomeno della decompressione più efficiente e adattabile alle varie condizioni di funzionamento del circuito idraulico.

Infine nei vari circuiti in Amesim è stato controllato l'effetto dell'aumento di temperatura dell'olio idraulico: in particolare, nel condotto di scarico (componente più critico), è stato misurato un incremento massimo  $\Delta T = 12^\circ\text{C}$ , valore confermato anche grazie all'applicazione del principio di conservazione dell'energia. Pertanto, è stato verificato che nei circuiti non ci fossero danneggiamenti ai vari componenti dovuti ad un anomalo aumento della temperatura.

## Bibliografia e sitografia

- [1] HARSLE, Pressa idraulica modello Y32 -315T [Online]. Disponibile: [https://www.harsle.com/it/product/y32-315t-hydraulic-shop-press/?srsltid=AfmBOooTEOQOnmfAB1Vk5ksGCZlugSLYGQnwIo\\_Q2j4O09Nn0eowaDfa](https://www.harsle.com/it/product/y32-315t-hydraulic-shop-press/?srsltid=AfmBOooTEOQOnmfAB1Vk5ksGCZlugSLYGQnwIo_Q2j4O09Nn0eowaDfa).
- [2] HITACHI, Escavatore modello ZX490-LCH7 [Online]. Disponibile: <https://www.hitachicm.com/it/it/prodotti/escavatori/escavatori-di-grandi-dimensioni/product.zx490lch-7/>.
- [3] LIEBHERR, Gru offshore modello RL-K 7500 [Online]. Disponibile: <https://www.liebherr.com/it-it/gru-marittime/products/offshore-cranes/ram-luffing-knuckle-boom-cranes-7292371>.
- [4] E. S. Korchak, «Decompression Dynamics of High Pressure Hydraulic Cylinder,» *Donets Basin State Manufacturing Academy, Kramatorsk, Ukraine*, 2012.
- [5] «Mobile and Industrial Hydraulic Valves and Systems\_ Decompression of Presses,» *Industrial and Mobil Hydraulics Blog*.
- [6] «Why decompression is necessary in hydraulic system,» *Power & Motion*, 2008.
- [7] M. Kojima e E. Kojima, «OPTIMAL VALVE CONTROL TO SUPPRESS SHOCKS PRODUCED IN MACHINE PRESS,» *Department of Mechanical Engineering , Faculty of Engineering, Kanagawa University*, 1996.
- [8] D. Fan, H. Tlan e F. Lu, «Dynamic Analysis of Overflow Decompression Drilling Circuit of Coalbed Methane Drilling Rig,» in *4th International Conference on Mechanical, Control and Computer Engineering*, 2019.
- [9] M. ZIVKOVIC, «THEORETICAL ANALYSIS OF INFLUENTIAL PARAMETERS TO COMPRESSION AND DECOMPRESSION PROCESS OF COMPRESSED OIL IN HYDRAULIC SYSTEMS OF THE PRESS,» *IHigh Technical Mechanical School Trstenik, Serbia*, 2016.
- [10] F. ȘCHEAUA, «Density and Viscosity Effects of Hydraulic System Working Fluid,» *HIDRAULICA*, 2024 [Online]. Disponibile: <file:///C:/Users/rosaf/Downloads/Density%20and%20viscosity.pdf>.
- [11] B. Rexroth, 4WRTE\_RE29083, 2017 [Online]. Disponibile: <https://www.boschrexroth.com/media/318b6806-7581-4a47-b893-4f16c7514daf>.
- [12] B. Rexroth, DBEM\_8X\_RE29362, 2024 [Online]. Disponibile: <https://www.boschrexroth.com/media/5591b381-1f0c-4e60-8f62-9a322668064e>.

## Ringraziamenti

Innanzitutto desidero ringraziare il Professor Rundo, che con la sua dedizione, la sua grande disponibilità e i suoi consigli mi ha accompagnato in questo percorso di tesi facendomi apprezzare l'ambito dell'oleodinamica. Inoltre ringrazio l'Ingegnere Aniello Valiante dell'azienda H.T.S. s.r.l., anch'egli sempre disponibile, che mi ha seguito e guidato nel lavoro svolto in questi mesi.

Un enorme grazie va alla mia famiglia. Ai miei genitori, che in questi anni mi hanno accompagnato in questo percorso di studi faticoso ma ricco di soddisfazioni, incoraggiandomi ad andare avanti e dandomi la forza per non mollare. Mamma e papà, siete la mia roccia!

Ai miei fratelli, che con il loro affetto mi sono stati a fianco e supportato emotivamente per superare i momenti difficili.

Un pensiero commosso va ai miei nonni Vito, Teresa, Giuseppe e Giorgina, che purtroppo non ci sono più, ma che con il loro amore e l'esempio di vita sono stati e saranno sempre il mio faro e la mia bussola.

Ringrazio tutti i miei zii e cugini, che mi hanno sempre incoraggiato e sostenuto, facendomi cogliere il senso profondo della famiglia.

Ringrazio tanto i miei amici, sia i compagni incontrati nel mio percorso universitario che gli amici di una vita, per i bei momenti passati insieme che hanno reso il mio percorso universitario più leggero e spensierato, ma soprattutto indimenticabile.