

Politecnico di Torino



Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria
Meccanica

TESI DI LAUREA

ANALISI E MODELLAZIONE DI CIRCUITI OLEODINAMICI PER SISTEMI DI
SOLLEVAMENTO OFFSHORE

Relatore:

Prof. Massimo Rundo

Candidati:

Enzo Cristina

a.a. 2022/2023

INDICE

CAPITOLO 1. Introduzione.....	5
1. La Gru SA690	5
2. Introduzione impianti oleodinamici	8
CAPITOLO 2. Impianto oleodinamico della gru SA690.....	9
1. Gruppo di alimentazione.....	12
2. Blocco accumulatore	22
3. Blocco motoriduttori di rotazione.....	29
4. Blocco martinetti.....	31
5. Blocco distributore	38
5.1 Distributore principale	38
5.2 Distributore di emergenza	43
CAPITOLO 3. L'argano idraulico.....	44
1. Dimensionamento gruppo utilizzatore	45
2. Riduttore epicicloidale	49
3. Motore idraulico e freno di stazionamento	51
4. Descrizione del circuito relativo all'argano idraulico	57
4.1 Movimentazione del carico in funzionamento normale.....	59
4.2 Funzioni di emergenza MOPS e AOPS.....	65
4.2.1 MOPS.....	65
4.2.2 AOPS.....	70
4.2.3 Dimensionamento accumulatore.....	72
4.3 Funzionamento in tensione costante.....	73
CAPITOLO 4. Simulazioni del circuito argano in ambiente AMESim	76
1. Descrizione software AMESim	76

2. Simulazione funzionamento normale	78
2.2 Valutazione energetica.....	88
3. Simulazione funzioni di emergenza MOPS-AOPS.....	93
4. Simulazione funzionamento in tensione costante.....	98
4.1 Valutazione energetica.....	101
CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	104
BIBLIOGRAFIA e SITOGRAFIA.....	105
RINGRAZIAMENTI	106

Sommario

Il presente lavoro di tesi è incentrato sullo studio dell'impianto oleodinamico della gru SA690 utilizzata per applicazioni offshore prodotta dall'azienda SORMEC S.R.L.

Inizialmente sono stati descritti i principali componenti di cui l'impianto è costituito al fine di comprendere le varie funzioni che l'impianto è in grado di realizzare. Successivamente si è focalizzata l'attenzione sulla porzione di impianto relativo all'organo idraulico utilizzato per la movimentazione di carichi dell'ordine di decine di tonnellate. Nel capitolo 3 è illustrata la procedura di calcolo utilizzata per la scelta dei componenti che costituiscono il blocco organo ed è stato descritto il circuito relativo all'organo idraulico in diverse condizioni operative. Nel capitolo 4 è stato costruito il circuito relativo all'organo in ambiente AMESim con l'obiettivo di simularne il reale funzionamento nelle diverse condizioni operative e ricavare le grandezze caratteristiche per verificare l'attendibilità del modello. Il modello inoltre potrà essere utilizzato come base per impianti relativi ad altre tipologie di gru che abbiano ad esempio, portate nominali differenti con diverse velocità e così via, andando a modificare, direttamente nel modello, determinati parametri in modo da ridurre i tempi ed il rischio di errori di dimensionamento.

CAPITOLO 1. Introduzione

1. La Gru SA690

La gru SA690 prodotta dall'azienda SORMEC S.R.L su cui si basa il seguente lavoro di tesi, costituisce un sistema di movimentazione offshore. La gru in questione, visibile in figura 1, installata su piattaforme offshore o su imbarcazioni di elevate dimensioni, viene infatti utilizzata per il sollevamento di carichi, ad esempio container, in ambiente marino.

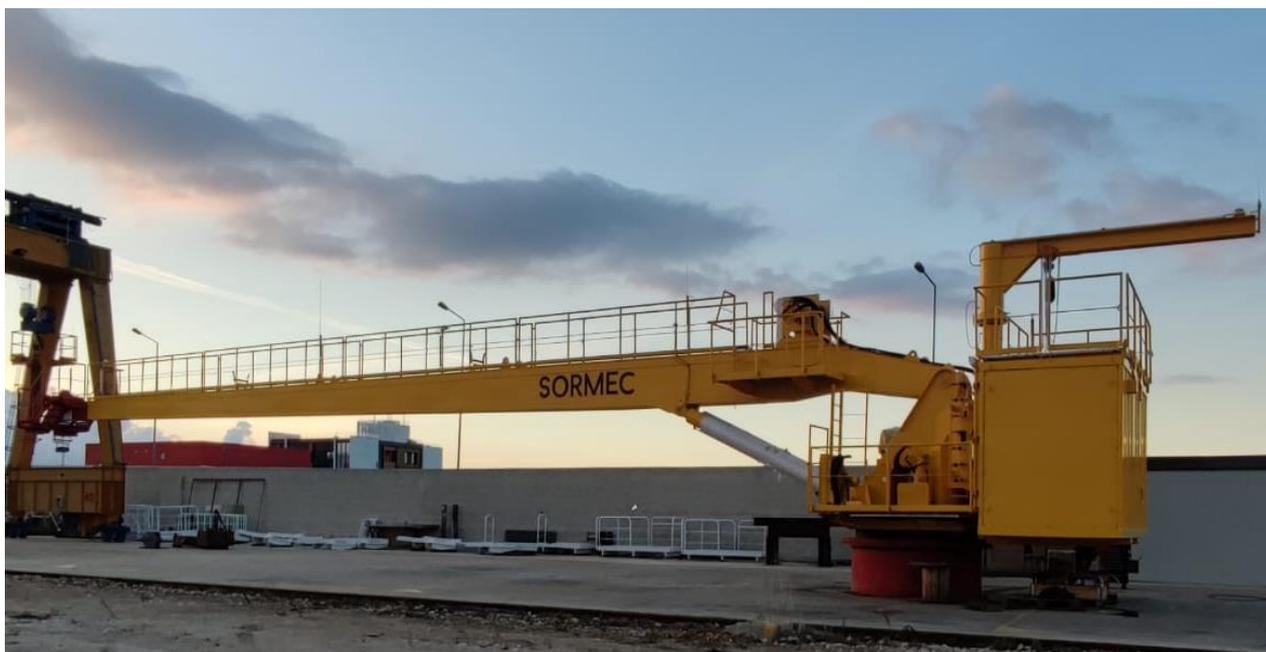


Fig. 1: gru SA690

I principali elementi che costituiscono la gru sono elencati di seguito.

Nella parte in basso di figura 2 è possibile notare il piedistallo di forma cilindrica che costituisce la parte fissa del sistema di sollevamento attraverso il quale la gru viene vincolata alla superficie di installazione. Procedendo verso l'alto troviamo la colonna che è connessa sul lato inferiore al piedistallo e sul lato superiore al braccio. Il braccio, costituente l'elemento strutturale di maggiori dimensioni, circa 30 metri, incernierato alla colonna, può ruotare rispetto ad essa grazie all'azione dei martinetti idraulici. Infatti, la fuoriuscita dei martinetti consente la rotazione del braccio rispetto alla colonna, fino ad un certo angolo dipendente dalla corsa dello stelo dei martinetti. In figura 2 è possibile osservare il posizionamento della coppia di martinetti idraulici che montati diagonalmente collegano la parte inferiore della colonna al braccio. Sul braccio viene inoltre posizionato l'argano

idraulico, utilizzato nel caso in esame per il sollevamento di carichi fino ad 11,5 tonnellate in configurazione a tre tiri, ad una distanza di circa 30 metri dalla colonna pari alla lunghezza del braccio e con una velocità di sollevamento del carico minima pari a 16 m/min.

Sul piano calpestabile della gru è possibile notare la presenza dei due motoriduttori orbitali (di cui solo uno visibile in figura 2 mentre l'altro è visibile in figura 3). I due motoriduttori permettono la rotazione della gru grazie all'accoppiamento con la ralla a dentatura interna. È inoltre possibile notare la presenza dello scambiatore di calore aria-olio per montaggio separato, utilizzato per il raffreddamento dell'olio.

Sulla parte posteriore della gru è presente la machinery house che ospita al suo interno il gruppo di alimentazione.

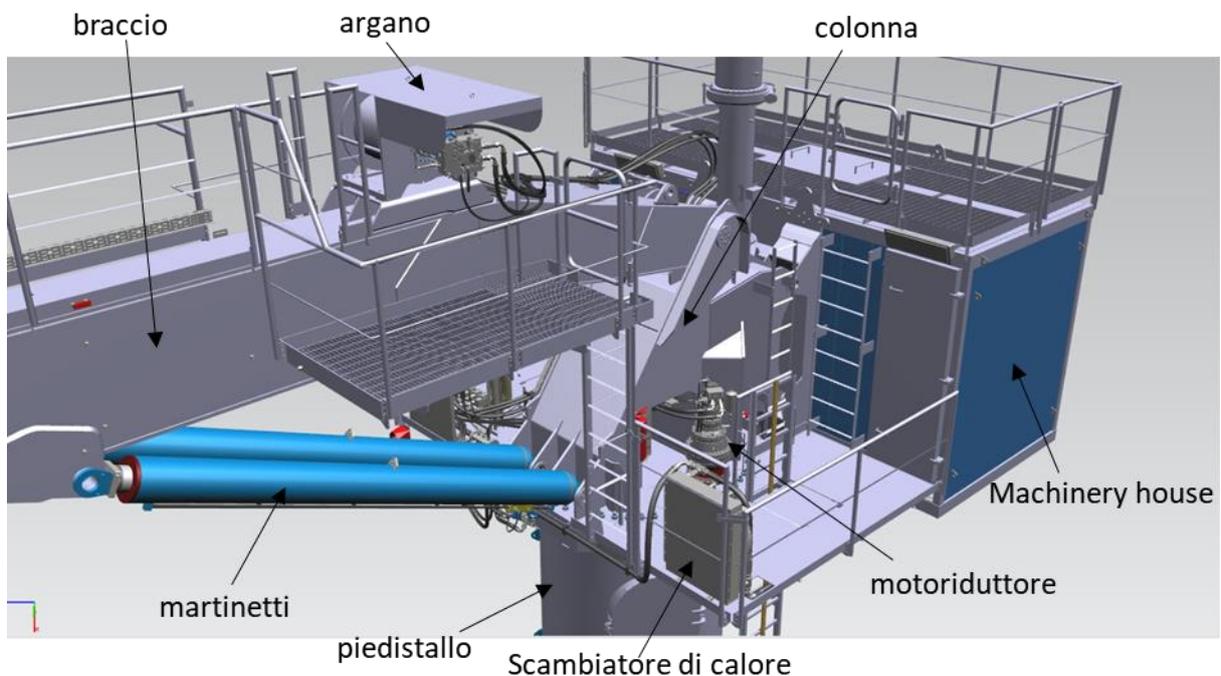


Fig. 2: modello CAD 3D della gru SA690

Dalla prospettiva del modello 3D della gru in figura 3 è possibile notare la posizione del distributore utilizzato dall'operatore per gestire la portata d'olio da inviare ai vari componenti oleodinamici della gru.

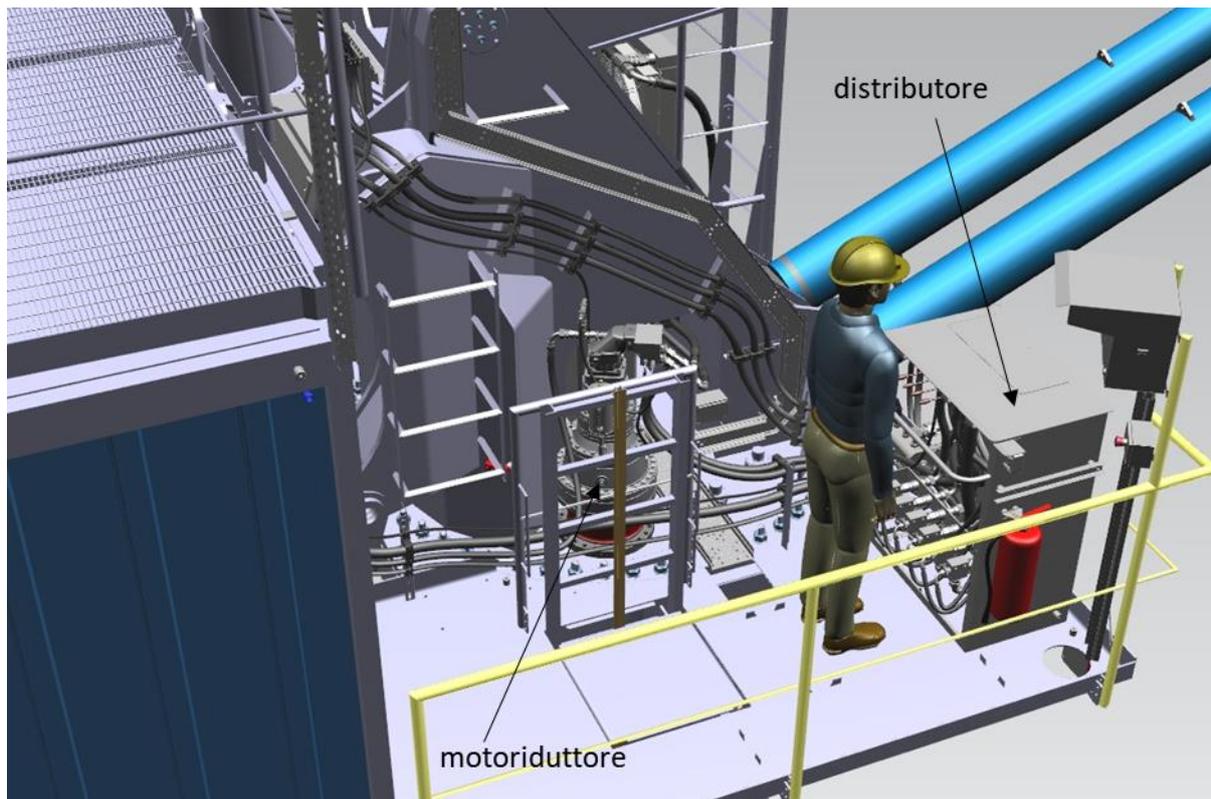


Fig. 3: modello 3D gru SA690

In figura 4 è possibile notare il dettaglio interno della machinery house in cui risulta visibile il gruppo di alimentazione della gru che verrà descritto nei capitoli successivi come il resto dei componenti oleodinamici citati.

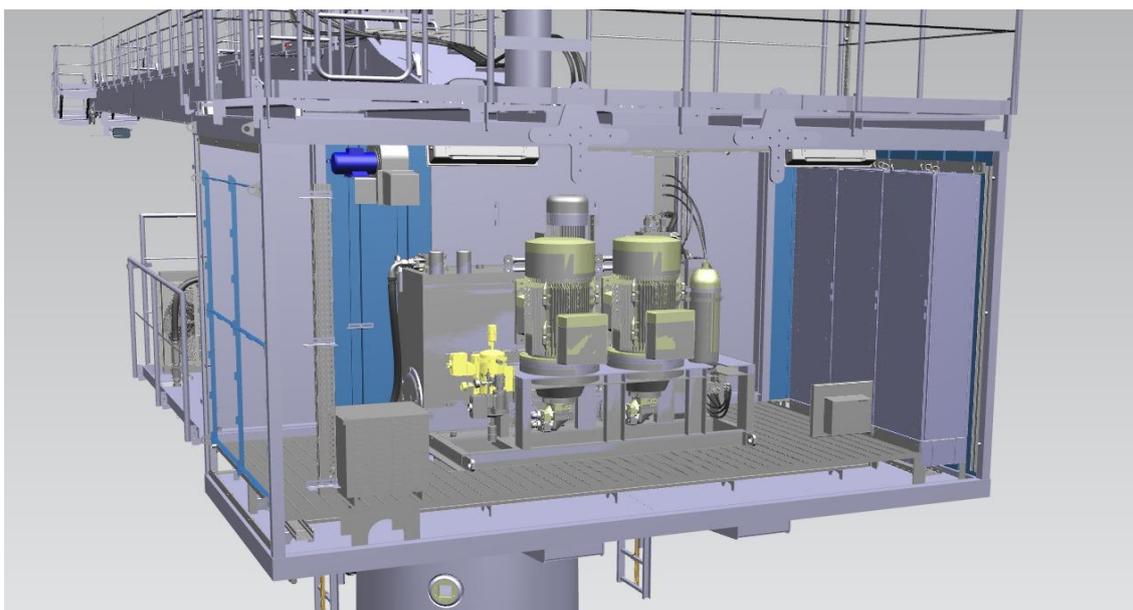


Fig. 4: parte interna della machinery house

2. Introduzione impianti oleodinamici

Gli impianti oleodinamici sono sistemi in cui l'energia prodotta da un fluido in pressione viene utilizzata per compiere un lavoro meccanico.

I componenti che costituiscono l'impianto sono generalmente collegati da tubi e raccordi attraversati da fluido in pressione. Inoltre, è anche possibile realizzare circuiti complessi in spazi ridotti, dove le valvole utilizzate vengono inserite all'interno di cavità filettate ricavate su un collettore. In questo modo si hanno costi di realizzazione più elevati ma con i vantaggi di essere più compatti e affidabili quindi particolarmente utili dove si hanno spazi ridotti come nel caso in esame, minimizzando l'utilizzo di tubazioni che potrebbero danneggiarsi più facilmente. Negli impianti oleodinamici in generale si trovano il gruppo di alimentazione formato da un motore primo azionante una pompa oleodinamica, in grado di inviare il fluido nel sistema. Utilizzando inoltre valvole, distributori e altri componenti oleodinamici il fluido circola nell'impianto con portate e pressioni richieste. L'energia idraulica resa disponibile dal gruppo di alimentazione viene trasformata in energia meccanica dal gruppo utilizzatore, formato da attuatori lineari o rotativi (pistoni o motori idraulici).

Infine, il fluido torna nel serbatoio attraverso la linea di ritorno, in cui è possibile trovare elementi accessori per il trattamento del fluido di lavoro come filtri e scambiatori di calore.

CAPITOLO 2. Impianto oleodinamico della gru SA690

In figura 1 e figura 2 è rappresentato l'intero circuito oleodinamico della gru SA690 che è costituito principalmente da:

- gruppo di alimentazione principale e di emergenza
- accumulatore
- motoriduttori di rotazione della gru
- martinetti oleodinamici per la movimentazione del braccio
- distributore principale load sensing e distributore di emergenza
- blocco argano per la movimentazione dei carichi

Le figure 1 e 2, danno una visione d'insieme dell'impianto in questione, mentre ogni parte verrà descritta nel corso di questo capitolo.

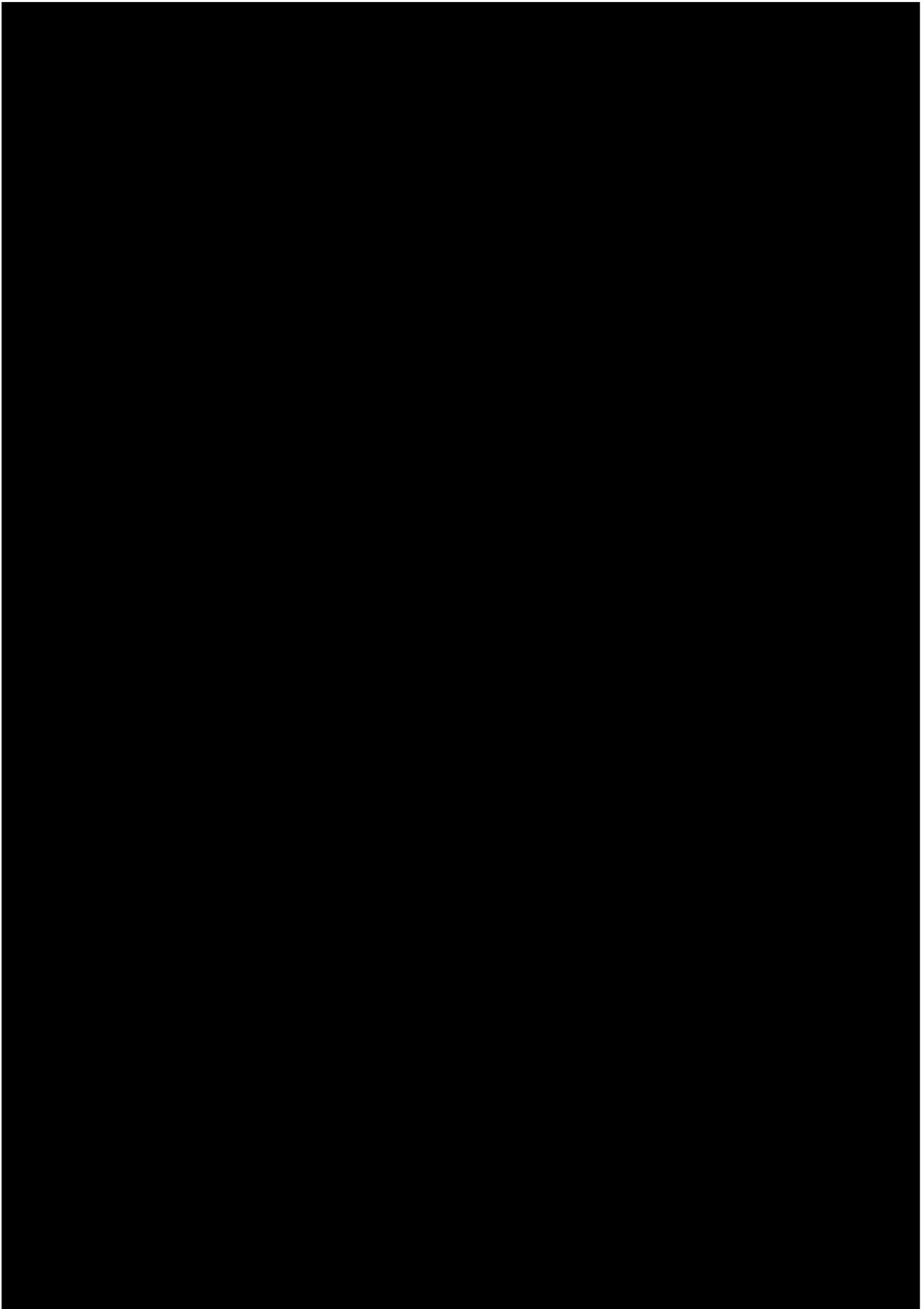


Fig. 1: impianto oleodinamico gru SA690

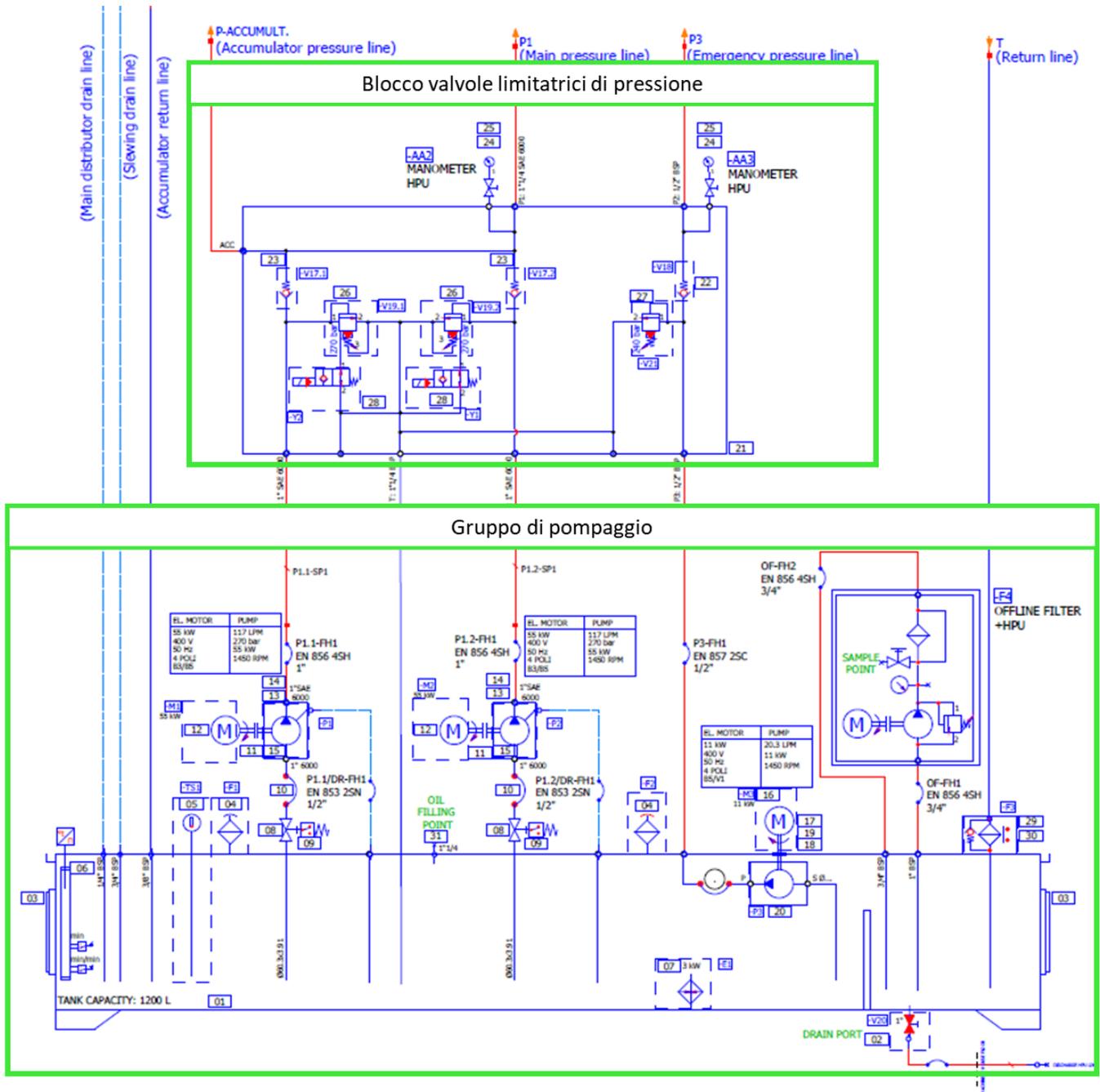


Fig. 2: gruppo di alimentazione dell'impianto

1. Gruppo di alimentazione

Le figure 3 e 4 mostrano, in simboli ISO, rispettivamente il gruppo di pompaggio e le valvole limitatrici di pressione di cui è costituito il gruppo alimentazione. In particolare, procedendo da sinistra a destra è possibile notare in figura 3 le due pompe di alimentazione della linea principale, poi la pompa di alimentazione di emergenza ed infine la pompa di filtrazione offline. In figura 4 troviamo a sinistra, due valvole limitatrici con messa a vent e le valvole di non ritorno delle linee principali provenienti dalle due pompe di alimentazione principale, mentre sulla destra è possibile notare una valvola limitatrice e valvola di non ritorno appartenenti alla linea di emergenza.

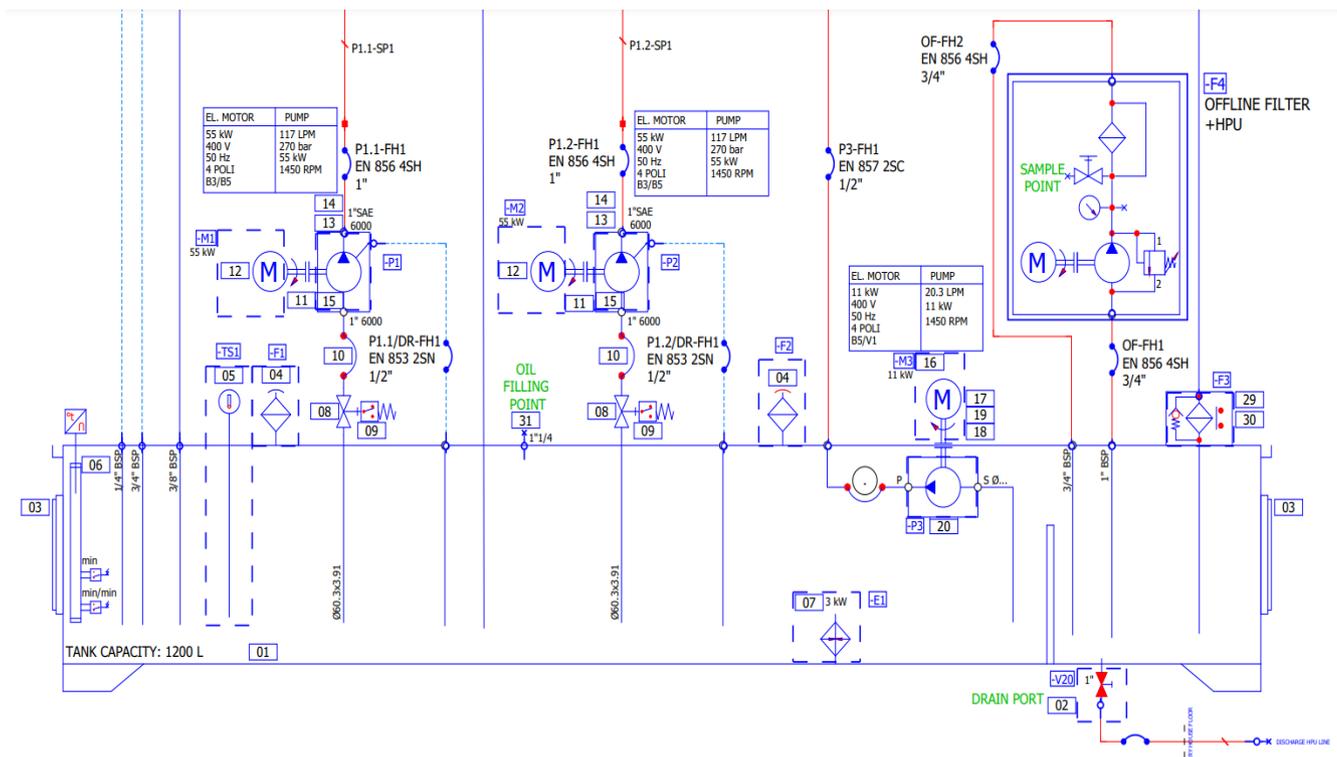


Fig. 3 gruppo di pompaggio

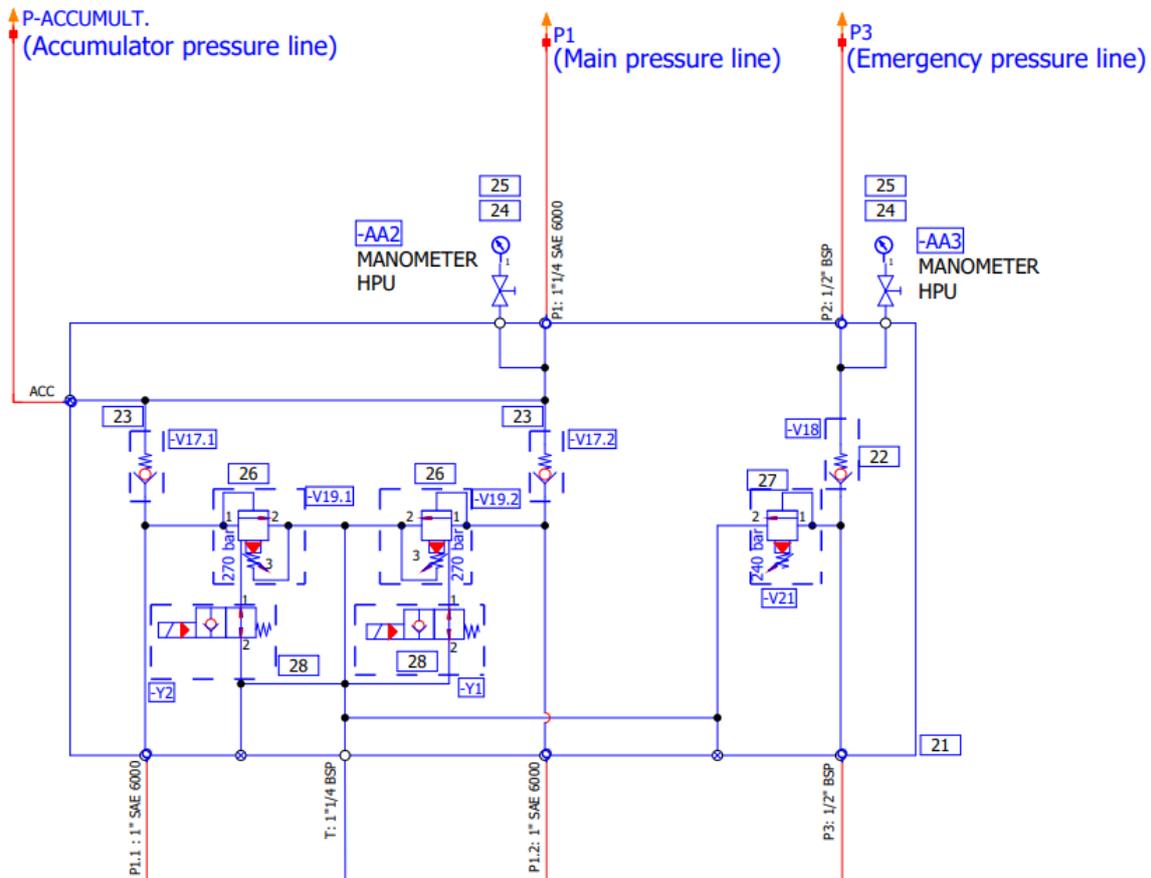


Fig. 4: blocco valvole limitatrici

Il gruppo di alimentazione è principalmente formato da:

- **Serbatoio** con capacità $V = 1200 \text{ l}$ di olio ISO VG32 a pressione atmosferica.
- Due **pompe volumetriche a pistoni assiali** a corpo inclinato identiche e due **motori elettrici** di azionamento. Costituiscono l'alimentazione principale dell'impianto fornendo la portata necessaria all'azionamento dei vari componenti di cui l'impianto è costituito. La pompa oleodinamica messa in rotazione da un motore elettrico è in grado di trasferire un volume di liquido dal serbatoio, collegato alla bocca di aspirazione, alla linea di mandata collegata al gruppo utilizzatore. È quindi sostanzialmente un organo traslatore di liquido, in grado quindi di generare portata mentre la pressione di mandata è funzione delle resistenze che il fluido incontra, come un carico su un attuatore lineare o rotativo, perdite di carico al passaggio attraverso una valvola e così via. Costruttivamente le pompe e i motori a pistoni assiali corpo inclinato sono sostanzialmente uguali; dunque, i componenti di tale macchina verranno illustrati una sola volta nel capitolo relativo

all'organo idraulico. La differenza sostanziale tra i due è rappresentata dalla tipologia di funzionamento in quanto, a differenza della pompa, il motore riceve una portata in ingresso che ne determina la velocità mentre eroga una coppia per movimentare un carico e quindi la caduta di pressione ai capi del motore sarà funzione della coppia resistente esercitata dal carico. Inoltre, le pompe utilizzate nell'impianto sono a cilindrata fissa mentre come vedremo il motore sarà a cilindrata variabile.

Visibili secondo la simbologia ISO in figura 5, ognuna delle due pompe e il rispettivo motore primo ha le caratteristiche riportate in tabella 1.

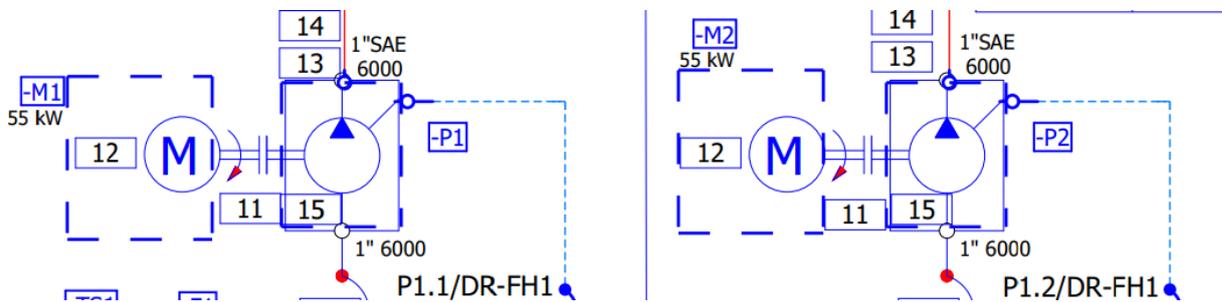


Fig. 5: simbolo ISO pompe e motori elettrici di azionamento di alimentazione principale

Tab. 1: Caratteristiche pompa di alimentazione principale e motore primo

POMPA		MOTORE PRIMO	
Cilindrata fissa $V_p \left(\frac{cm^3}{giro} \right)$	80,4	Potenza $P_{el} (kW)$	55
Potenza $P_p (kW)$	55	Frequenza $f (Hz)$	50
Portata erogata $Q \left(\frac{l}{min} \right)$	117	Numero di poli	4
Pressione massima di esercizio $P_{es} (bar)$	270	Tensione $T (V)$	400
Velocità di rotazione $\omega (rpm)$	1450		

La portata erogata da ognuna delle due pompe in realtà non sarà esattamente 117 l/min. Infatti, considerando il rendimento volumetrico che rappresenta la quantità di fluido persa attraverso le fughe e quindi non inviata alla linea di alimentazione, la portata reale sarà data dall'equazione (1):

$$Q_r = Q \cdot \eta_v = 117 \cdot 0,97 = 114 \frac{l}{min} \quad (1)$$

Dunque, la portata totale reale erogata dalle due pompe sarà $Q_{tot,r} = 228 \frac{l}{min}$

- **Pompa volumetrica ad ingranaggi e motore primo**

Di dimensione inferiore rispetto alle due pompe descritte in precedenza, costituisce il gruppo di alimentazione di emergenza, che in caso di guasto, permette di mettere in sicurezza la gru inviando portata al distributore di emergenza. Rispetto alle pompe a pistoncini assiali hanno rendimenti inferiori, tuttavia il loro utilizzo all'interno dell'impianto non è di tipo continuativo ma occasionale; dunque, il loro utilizzo è giustificato in quanto hanno un costo inferiore rispetto alle pompe a pistoncini.

Le grandezze caratteristiche elencate in tabella 2.

Tab. 2: Pompa di emergenza a ingranaggi e motore primo

POMPA		MOTORE PRIMO	
Cilindrata fissa $V_p \left(\frac{cm^3}{giro} \right)$	14	Potenza $P_{el} (kW)$	11
Potenza $P_p (kW)$	11	Frequenza $f (Hz)$	50
Portata erogata $Q \left(\frac{l}{min} \right)$	20,3	Numero di poli	4
Velocità di rotazione $\omega (rpm)$	1450	Tensione $T (V)$	400

- **Filtro offline**

Il filtro offline è un filtro in circuito secondario utilizzato per garantire la pulizia dell'olio da agenti contaminanti. Un'adeguata pulizia, infatti, può essere garantita integrando il filtro della linea di ritorno con un filtro secondario offline che aspira l'olio nella zona di uscita dal filtro in linea e lo invia nella zona di aspirazione delle pompe, in questo modo viene garantita una durata dei componenti meccanici dell'impianto da 2 a 10 volte maggiore.

I vantaggi nell'utilizzo di filtri offline sono molteplici, essi consentono:

- Maggiore durata dell'olio idraulico
- Minor rischio di guasto ai componenti meccanici dell'impianto dovuti alla presenza nell'olio di agenti contaminanti e quindi anche maggior durata dei componenti meccanici
- Incremento del ciclo di vita del filtro della linea principale con riduzione dei costi di sostituzione

- Basso assorbimento energetico
- Bassa frequenza di manutenzione

Essi sono costituiti principalmente da:

- motore primo e pompa con assorbimento di potenza molto bassa in quanto la pressione massima di esercizio è tipicamente non oltre i 2 bar. Questo comporta assorbimenti di potenza nell'intorno di 0,15 kW.
- Limitatrice di pressione in parallelo alla pompa
- Manometro per il controllo dell'intasamento del filtro, in quanto se il filtro inizia ad intasarsi la pressione a monte cresce, quindi è possibile controllare la pressione attraverso il manometro
- Filtro
- Punto di campionamento con valvola manuale per valutare le condizioni dell'olio [1].

In figura 6 è possibile notare i principali componenti secondo simbologia ISO che costituiscono il filtro offline.

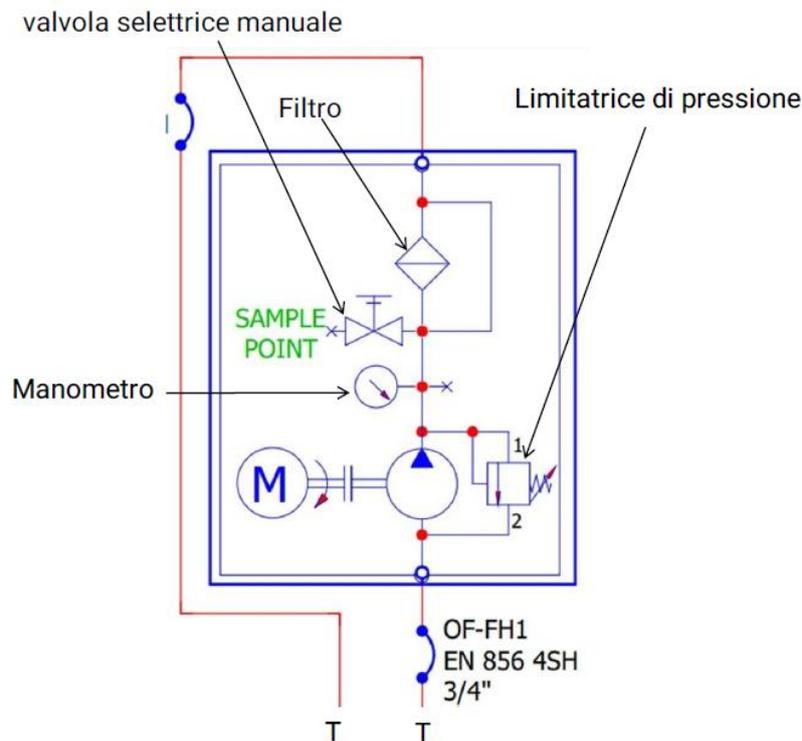


Fig. 6: filtro offline

- **Valvola limitatrice di pressione a doppio stadio (linea di emergenza)**

La valvola limitatrice pilotata, posizionata sulla linea di mandata della pompa di emergenza, viene utilizzata per limitare la massima pressione raggiungibile nel circuito di emergenza.

La figura 7 mostra la sezione trasversale di un esempio di valvola limitatrice pilotata, in modo da comprenderne il funzionamento, accompagnata da simbologia ISO e dettaglio del pilotaggio. La valvola è costituita da uno stadio principale e da uno stadio pilota.

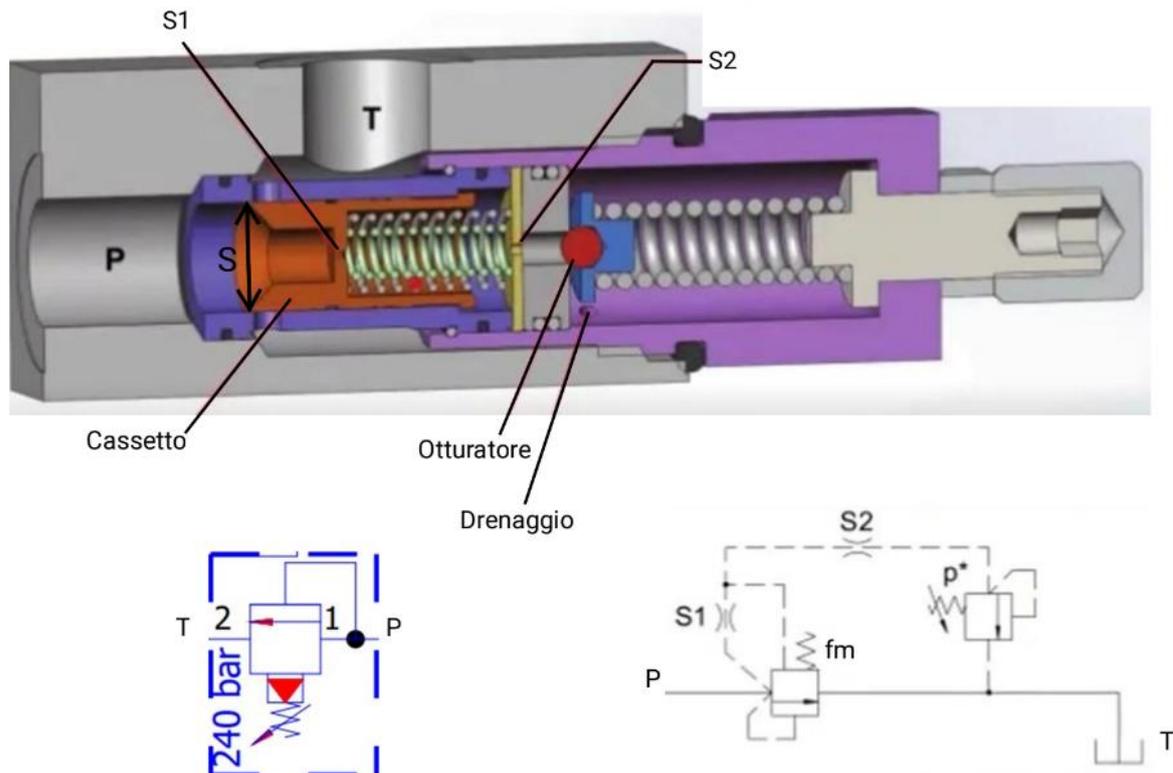


Fig. 7: Sezione valvola limitatrice pilotata e simbologia ISO [2]

Lo stadio principale è costituito da un cassetto tenuto in posizione da molle non regolabili a bassa rigidità che esercitano su di esso una forza F_m . La pressione equivalente della molla dello stadio principale è $\frac{F_m}{S}$, dove S è la superficie di influenza. In condizione di riposo, il cassetto chiude l'area di passaggio tra la porta P che è collegata alla linea di pressione, e la porta T che è collegata al serbatoio.

Lo stadio pilota è costituito da una molla con pressione di taratura regolabile P^* e da un piccolo otturatore che, in condizioni di riposo, impedisce il passaggio di portata dalla porta P alla porta di drenaggio al serbatoio.

Fin tanto che la pressione proveniente dalla porta P, rimane al di sotto del valore P^* , l'otturatore dello stadio pilota rimane chiuso, mentre sul cassetto dello stadio principale agiscono la forza di chiusura data dall'equazione (2) e la forza di apertura data dall'equazione (3).

$$\text{forza di chiusura} = F_m + P \cdot S \quad (2)$$

$$\text{forza di apertura} = P \cdot S \quad (3)$$

Dunque, la forza esercitata dalla molla dello stadio principale tiene chiuso il cassetto.

Poiché lo stadio pilota è chiuso non si ha passaggio di portata attraverso lo strozzatore funzionale S1, e di conseguenza non si ha una caduta di pressione ai suoi capi.

Nel momento in cui la pressione P, raggiunge il valore di P^* , lo stadio pilota va in regolazione scaricando una piccola frazione di portata al serbatoio. Lo strozzatore S1, attraversato da portata, genera quindi una perdita di carico ai suoi capi in modo da mantenere un ΔP tra la porta P e il lato molla dello stadio principale. Lo strozzatore dinamico S2 ha invece la funzione di stabilizzare la valvola incrementando lo smorzamento.

In regolazione si ha il seguente equilibrio (equazione (4))

$$F_m + P^* \cdot S = P \cdot S \quad (4)$$

E si avrà dunque alla porta P la pressione data dall'equazione (5)

$$P = \frac{F_m}{S} + P^* \quad (5)$$

In questo caso la valvola limitatrice della linea di emergenza, quando è in regolazione, impone una pressione $P = 240 \text{ bar}$.

- **Valvola limitatrice di pressione a doppio stadio con messa a vent**

Sulle linee di alimentazione principale, sono presenti due valvole limitatrici di pressione pilotate con messa a vent.

Suddette valvole sono uguali alla valvola limitatrice descritta nel punto precedente, con la differenza che in questo caso il lato molla dello stadio principale è collegato ad una valvola normalmente aperta a 2 vie/2 posizioni (n.28) che permette la messa a vent della limitatrice (figura 8).

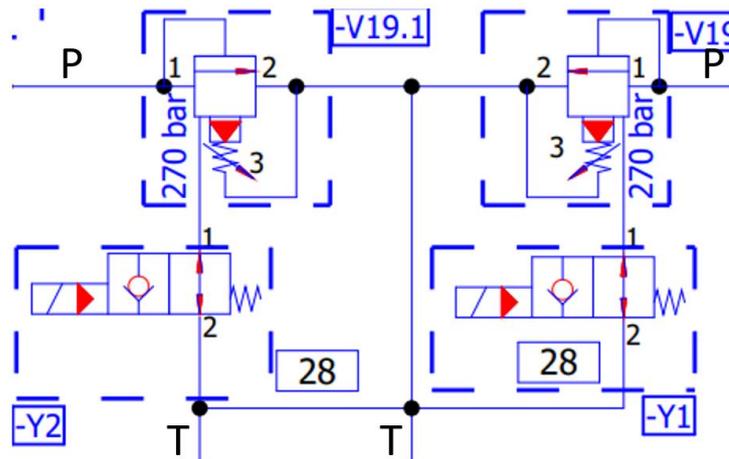


Fig. 8: valvole limitatrici pilotate con messa a vent

In condizioni di riposo, il lato molla dello stadio principale è collegato a serbatoio, in quanto la valvola direzionale 2/2 è aperta, determinando sul cassetto dello stadio principale le forze di apertura (equazione (3)) e chiusura (equazione (2)).

In questo caso lo stadio pilota non potrà mai andare in regolazione in quanto su di esso agisce la pressione di serbatoio.

Dunque, dall'equilibrio di forze risulta che quando $P = \frac{F_m}{S}$ lo stadio principale è in regolazione, comportandosi quasi come una linea libera, in quanto la pressione necessaria all'apertura del cassetto dello stadio principale è molto bassa dovendo vincere soltanto la forza della molla F_m .

In questo modo è possibile depressurizzare la linea di mandata, scaricando la portata proveniente dalla pompa con una dissipazione di energia molto minore rispetto al normale funzionamento della limitatrice, dove si ha una caduta di pressione elevata in regolazione, con elevata dissipazione di energia.

Quando invece il solenoide della valvola 2/2 viene attraversato da corrente, esso genera una forza elettromagnetica che determina lo spostamento del cassetto della valvola 2/2, raggiungendo la configurazione "chiusa". In questo caso la limitatrice riprende il normale funzionamento, in quanto la porta di messa a vent è chiusa. L'utilizzo della messa a vent consente quindi di evitare di avviare le pompe sotto carico.

Nel caso in esame le due limitatrici delle due pompe principali sono state tarate in modo da limitare la pressione di mandata delle pompe ad un valore pari a 270 bar.

- **Valvola di non ritorno**

A valle delle valvole limitatrici di pressione descritte nei punti precedenti, sono presenti valvole di non ritorno. La valvola di non ritorno, normalmente chiusa, permette il passaggio di portata in un'unica direzione a seconda del verso in cui è montata.

Com'è possibile notare dalla figura 9, costituente un esempio di valvola di non ritorno, la valvola è costituita da un otturatore tenuto in posizione da una molla a bassa rigidità avente una pressione di taratura generalmente fino a 8 bar.

Dall'equilibrio all'otturatore si ha

$$P_A = P_B + P^* \quad (6)$$

dove $P^* = \frac{F_m}{S}$ è la pressione esercitata dalla molla.

Fino a che $P_A < P_B + \frac{F_m}{S}$ la valvola rimane chiusa mentre raggiunta la condizione di regolazione espressa dall'equazione (6), mentre quando la pressione P_A supera il valore $P_B + \frac{F_m}{S}$ l'otturatore si apre consentendo il passaggio di portata da A a B.

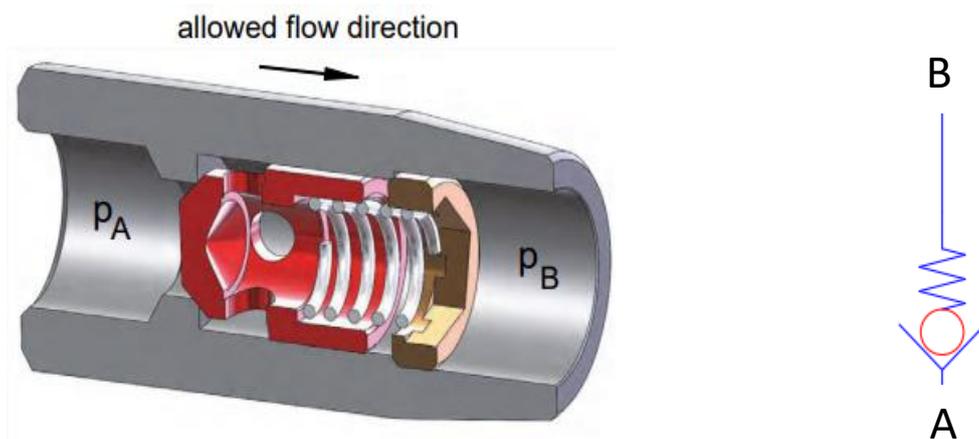


Fig. 9: valvola di non ritorno [2]

- **Scambiatore di calore e filtro sulla linea di ritorno al serbatoio**

Il riscaldamento dell'olio dalla temperatura ambiente alla temperatura d'esercizio è di base un fenomeno utile, a condizione che la temperatura massima raggiunta a regime sia inferiore ad un certo valore limite. Il valore di temperatura di esercizio si attesta intorno ai 40-50 °C, poiché a quella temperatura risulta ottimizzata la combinazione di diversi fattori come:

- viscosità del liquido
- perdite di carico
- rendimento delle pompe e dei motori

Ciò che va comunque evitato è un aumento incontrollato della temperatura.

Per limitare l'aumento di temperatura dovuto al passaggio di portata in componenti dissipativi si può ricorrere al raffreddamento naturale nel caso di centraline di piccole e medie dimensioni, mentre per centraline di dimensioni elevate si ricorre a scambiatori di calore per raffreddamento forzato.

Nel caso in esame della gru SA690 la soluzione scelta date le elevate potenze in gioco è quella di una convezione forzata, in quanto la sola convezione naturale porterebbe ad avere superfici alettate del serbatoio di dimensioni troppo elevate.

In questi casi si ricorre a scambiatori di calore aria-olio o acqua-olio. Nel caso in esame viene utilizzato uno scambiatore aria-olio per montaggio separato illustrato in figura 10, in quanto questa è la tipologia di scambiatori utilizzata generalmente per macchine operatrici mobili.

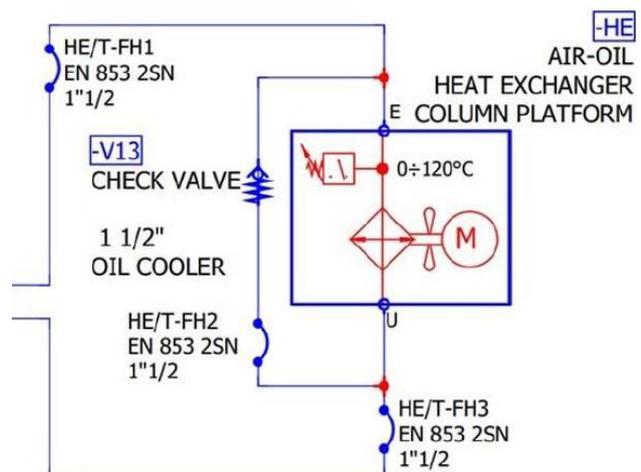


Fig. 10: scambiatore aria-olio [3] e simbologia ISO

Le perdite di carico al passaggio di portata attraverso lo scambiatore sono normalmente non oltre i 2 bar, tuttavia, a causa della presenza di agenti contaminanti potrebbe verificarsi un aumento di pressione. Per evitare questo aumento indesiderato una valvola di non ritorno tarata a 4 bar viene montata in parallelo allo scambiatore, in modo da bypassare lo scambiatore se la caduta di pressione a cavallo dello scambiatore dovesse raggiungere il valore di pressione di taratura della valvola. Stessa cosa per quanto concerne il filtro sulla linea di ritorno a valle dello scambiatore, dove una valvola di non ritorno con stessa pressione di taratura (4 bar) consente alla portata di bypassare il filtro nel momento in cui la caduta di pressione dovesse superare il valore di taratura della valvola.

2. Blocco accumulatore

L'accumulatore è un componente oleodinamico che viene utilizzato come riserva di energia idraulica da rendere disponibile quando necessario.

Esistono diversi tipi di accumulatori, in questo caso è stato utilizzato un accumulatore a sacca. Un esempio di tale tipologia di accumulatore è riportato in figura 11.

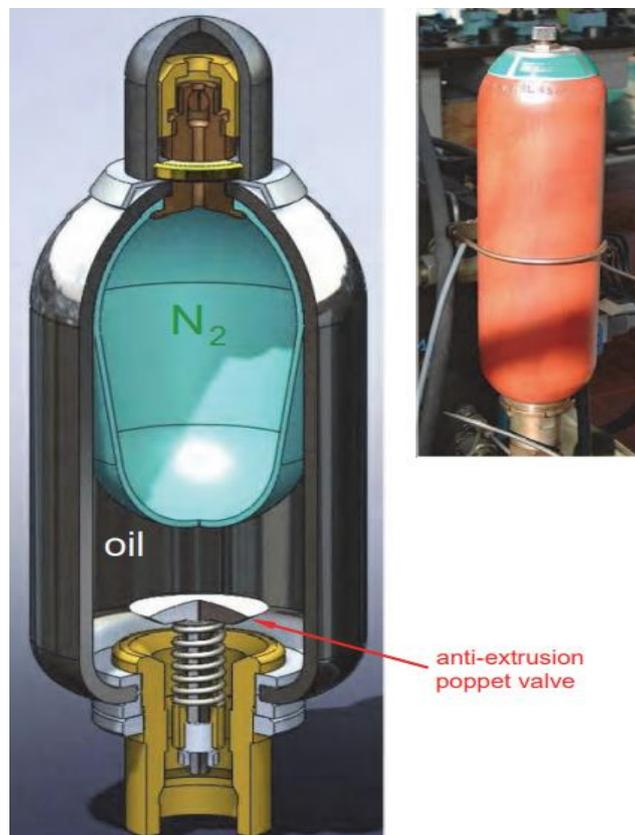


Fig. 11: Accumulatore a sacca [2]

Esso è costituito da una camera alla cui estremità superiore è posizionata una sacca riempita con un gas, tipicamente azoto.

La valvola anti-estrusione posizionata nella parte bassa del corpo accumulatore, è una valvola normalmente aperta che svolge la funzione di contenimento della sacca caricata con azoto e contemporaneamente consente il passaggio dell'olio.

In figura 12 è rappresentato lo schema a blocchi funzionali relativo all'accumulatore. In generale, i blocchi funzionali vengono utilizzati per facilitare l'analisi di sistemi oleodinamici.

Uno schema a blocchi funzionali è costituito da tanti blocchi quanti sono i componenti considerati. Ogni blocco è costituito da un numero di bocche che rappresentano i collegamenti reali del componente considerato con l'esterno. Attraverso ogni bocca il componente scambia due informazioni con l'esterno, rappresentate sempre da due frecce discordi, il cui prodotto fornisce sempre una potenza. Il verso delle frecce indica se una grandezza è imposta dall'esterno al componente rappresentato dal blocco, oppure se imposta dal componente verso l'esterno. Con il segno + lontano dalla bocca del blocco considerato viene indicata una potenza uscente dal componente, viceversa il segno + vicino alla bocca indica una potenza entrante. Osservando lo schema a blocchi funzionali relativo all'accumulatore, si può notare che esso è un dispositivo in grado di imporre una determinata pressione ma non una portata. Infatti, sia durante la fase di carica (potenza entrante) sia in fase di scarica (potenza uscente), l'accumulatore riceve l'informazione di portata proviene da altri componenti, mentre impone sempre una pressione.

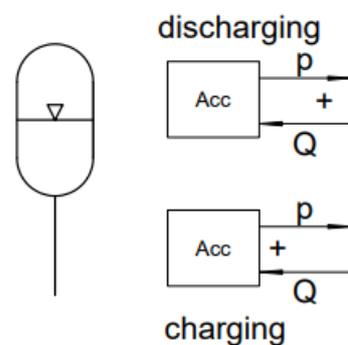


Fig. 12: schema a blocchi funzionali dell'accumulatore [2]

Com'è possibile notare dal grafico di figura 13, in generale le fasi di carica e scarica dell'accumulatore possono avvenire con diverse trasformazioni. In fase di precarica in cui la sacca viene riempita con azoto, all'interno della camera si ha un volume V_0 (volume nominale) ad una pressione $P_0 = 0,9 P_1$.

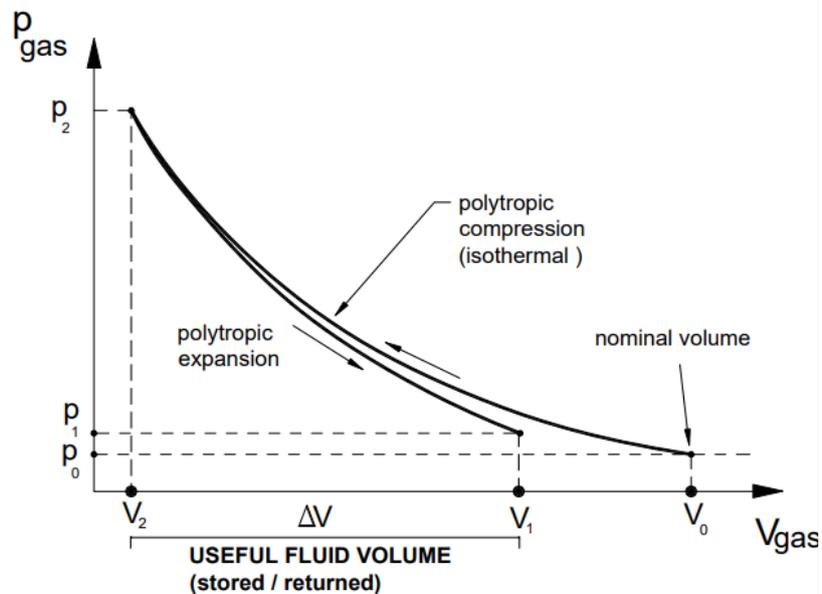


Fig. 13: grafico P-V, carica e scarica dell'accumulatore [2]

Durante la fase di carica, l'olio passa dalla condizione di precarica alla condizione massima di esercizio caratterizzata da un volume un volume V_2 e pressione P_2 .

Nel caso più pessimistico, in modo da massimizzare V_0 , si considera che questa fase avvenga abbastanza lentamente da poterla considerare una trasformazione isoterma; si avrà dunque la trasformazione data dall'equazione (7)

$$P_0 V_0^{n_1} = P_2 V_2^{n_1} \quad (7)$$

Dove $n_1=1$ è l'esponente dell'isoterma.

Durante la fase di scarica, l'accumulatore fornisce l'energia idraulica necessaria al circuito inviando la portata d'olio richiesta; si avrà, nel caso peggiore, una trasformazione caratterizzata da un volume finale V_1 e pressione finale P_1 , corrispondenti alla minima condizione di esercizio, secondo la trasformazione data dall'equazione (8)

$$P_2 V_2^{n_2} = P_1 V_1^{n_2} \quad (8)$$

Dove n_2 è l'esponente della politropica (1,4 o maggiore).

Dalle equazioni (7) e (8) è possibile ricavare l'equazione (9), che consente di trovare il volume nominale dell'accumulatore V_0 , conoscendo il $\Delta V = V_2 - V_1$ da fornire al sistema, la pressione massima P_2 e minima P_1 .

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{\frac{1}{n_1}} \cdot \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{n_2}} - 1\right)} \quad (9)$$

La figura 14 mostra la porzione d'impianto relativa all'accumulatore, in cui è possibile notare la valvola direzionale 3/2 (n.5) che mantenuta a riposo dalle due molle laterali disconnette l'accumulatore dal resto del circuito di valle, mentre quando attivata, attraverso un segnale di corrente al solenoide che ne consente lo spostamento, connette l'accumulatore al resto del circuito.

La portata fornita dalla pompa per caricare l'accumulatore (linea P1) viene gestita dalla valvola riduttrice di pressione con stadio pilota (n.6-1) che limita la pressione di ingresso all'accumulatore ad un valore massimo di 140 bar. La valvola di non ritorno (n.7) posta a valle della riduttrice consente il flusso d'olio in un'unica direzione (dalla pompa verso l'accumulatore) in modo che nella fase di scarica impedisca il flusso inverso. La valvola limitatrice di pressione (n.4) consente di limitare la pressione, scaricando la portata a serbatoio nel caso in cui la pressione all'accumulatore superi i 170 bar. La valvola di intercettazione a comando manuale (V5), collegata in parallelo alla limitatrice, consente di scaricare manualmente l'accumulatore, inviando portata direttamente al serbatoio. Infine, la valvola riduttrice (n.6-2) consente di inviare la portata d'olio richiesta dall'utenza e proveniente dall'accumulatore ad una pressione non oltre 40 bar.

Nell'impianto in esame, l'accumulatore viene utilizzato in condizioni di emergenza MOPS e AOPS (che verranno descritte successivamente) in modo da consentire lo sblocco del freno dei motoriduttori di rotazione della gru (linea P3), lo sblocco del freno dell'argano e la compensazione della portata persa al motore a causa dei trafiletti durante suddette funzioni (linea P2). Il dimensionamento del volume dell'accumulatore per il caso in esame verrà svolto nei capitoli successivi.

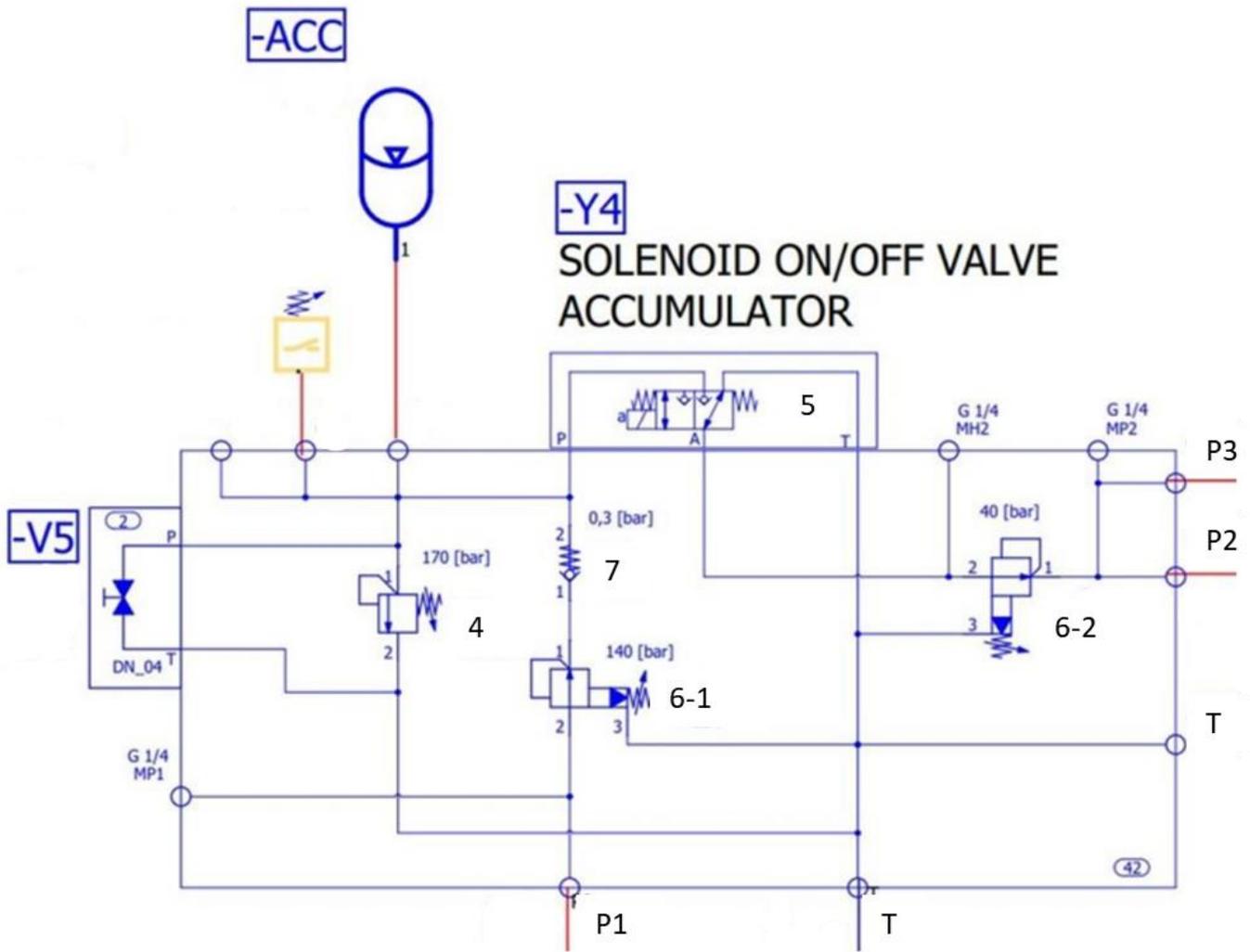


Fig. 14: blocco accumulatore

- **Valvola riduttrice di pressione pilotata** (n.6). La figura 15 rappresenta un esempio di tale valvola volto a comprenderne il funzionamento. Essa è una valvola normalmente aperta che in regolazione impone un determinato valore di pressione sulla porta di uscita indipendentemente dal valore di pressione alla porta di ingresso, che tuttavia deve essere maggiore affinché la valvola vada in regolazione. Essa è formata da due stadi, uno stadio principale e uno stadio pilota.

Lo stadio pilota è formato da un otturatore tenuto in posizione da una molla regolabile. Lo stadio principale è formato da un cassetto il cui scorrimento orizzontale determina l'apertura dell'area di passaggio tra la porta B e la porta A, tenuto in posizione da una molla a bassa rigidità non regolabile. Considerando il passaggio di portata dalla porta B alla porta A, fin tanto che la pressione P_A è minore della pressione P^* dello stadio pilota, la valvola rimane aperta, in quanto non essendoci portata che scorre attraverso lo strozzatore funzionale S1, poiché l'otturatore dello stadio pilota è chiuso, sulla superficie S del cassetto dello stadio principale agiscono la forza di apertura data dall'equazione (10) e la forza di chiusura data dall'equazione (11).

$$\text{forza di apertura} = P_A \cdot S + f_m \quad (10)$$

$$\text{forza di chiusura} = P_A \cdot S \quad (11)$$

Dunque, la forza f_m tiene aperta la valvola.

Nel momento in cui la pressione P_A raggiunge il valore P^* l'otturatore dello stadio pilota va in regolazione mantenendo la pressione P^* e scaricando una piccola frazione di portata a serbatoio. In queste condizioni lo strozzatore funzionale genera una caduta di pressione ai suoi capi e si avrà la seguente condizione:

$$P^* \cdot S + f_m = P_A \cdot S \quad (12)$$

Dall'equilibrio risulta che quando P_A raggiunge il valore $P^* + \frac{f_m}{S}$ lo stadio principale inizia a regolare chiudendo parzialmente l'area di passaggio tra B ed A e mantenendo costante il valore di P_A . Lo strozzatore dinamico invece ha la funzione di smorzatore come nel caso della valvola limitatrice vista in precedenza.

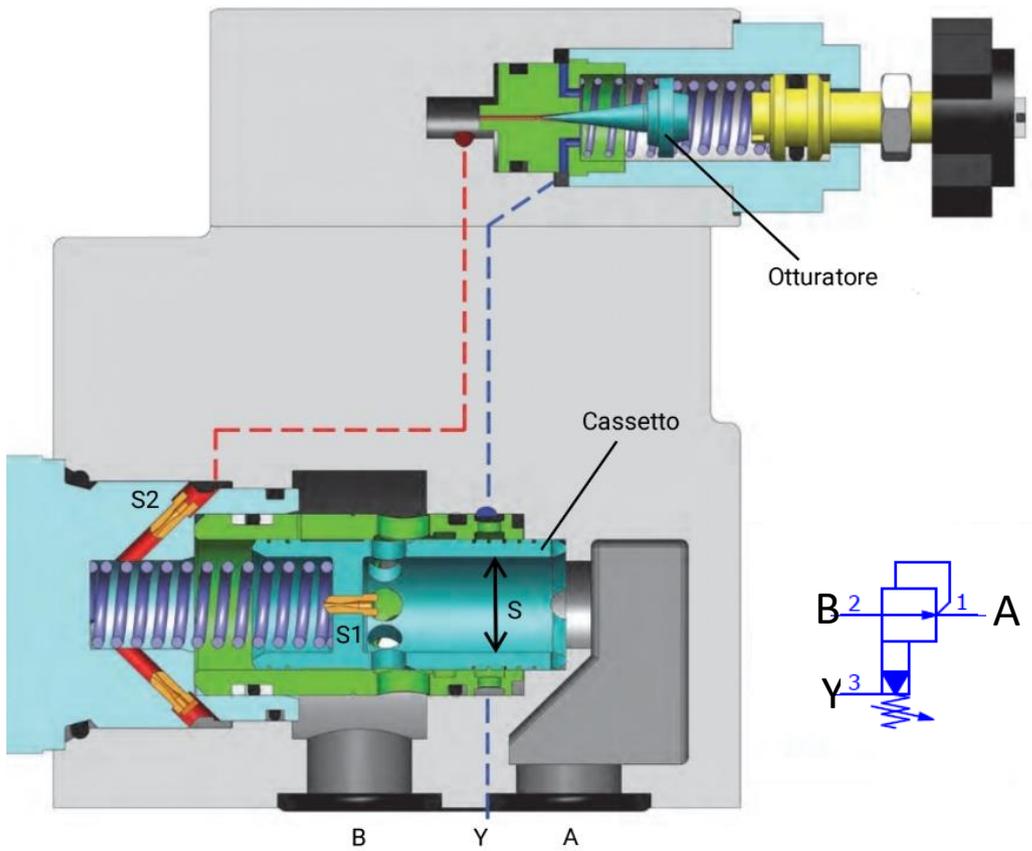


Fig. 15: valvola riduttrice pilotata [2]

3. Blocco motoriduttori di rotazione

In figura 16 è presente la porzione di circuito idraulico relativo all'attivazione di motoriduttori, che accoppiati alla ralla della colonna consentono la rotazione della gru in entrambi i versi. I due motori sono di tipo orbitale con freno di stazionamento. Per ogni motore sono presenti due valvole overcenter. Considerando un solo motore troviamo una overcenter in un ramo e un'altra overcenter sul ramo opposto. In questo modo è possibile limitare la velocità di rotazione in entrambi i versi in quanto l'azione del vento e l'inerzia del sistema potrebbero causare un incremento di velocità che in assenza delle valvole overcenter non potrebbe essere controllata. La velocità di rotazione dei motori dipende dalla cilindrata del motore e dalla portata in ingresso proveniente dalla pompa e gestita dal distributore, mentre la velocità di rotazione della gru dipende dal rapporto di trasmissione tra i motori e la ralla. La funzione dell'overcenter consiste invece nel generare una contropressione allo scarico del motore in modo da avere una differenza di pressione ai capi del motore che vada ad equilibrare la coppia esterna. La valvola riduttrice di pressione (n.3) viene utilizzata per limitare la pressione di sblocco freno, poiché una pressione troppo elevata potrebbe causare il danneggiamento del freno di stazionamento. La valvola selettiva invece, come suggerito dal nome, seleziona la pressione più elevata tra i due rami ed invia tale informazione al freno di stazionamento; quando la pressione supera un determinato valore il freno viene rilasciato con conseguente rimozione della coppia frenante.

Il funzionamento delle valvole overcenter così come il sistema di sblocco freno verrà approfondito nel capitolo relativo all'organo idraulico.

Le valvole selettive V2.1 e V2.2 hanno invece la funzione di gestire l'informazione di pressione, selezionando la pressione più elevata tra la linea proveniente dall'accumulatore e la linea di alimentazione del motore. Infatti, in condizioni di emergenza, l'attivazione della funzione MOPS o AOPS (approfondite successivamente), implica che l'accumulatore imponga la pressione necessaria allo sblocco completo del freno di stazionamento per tutta la durata della funzione di emergenza.

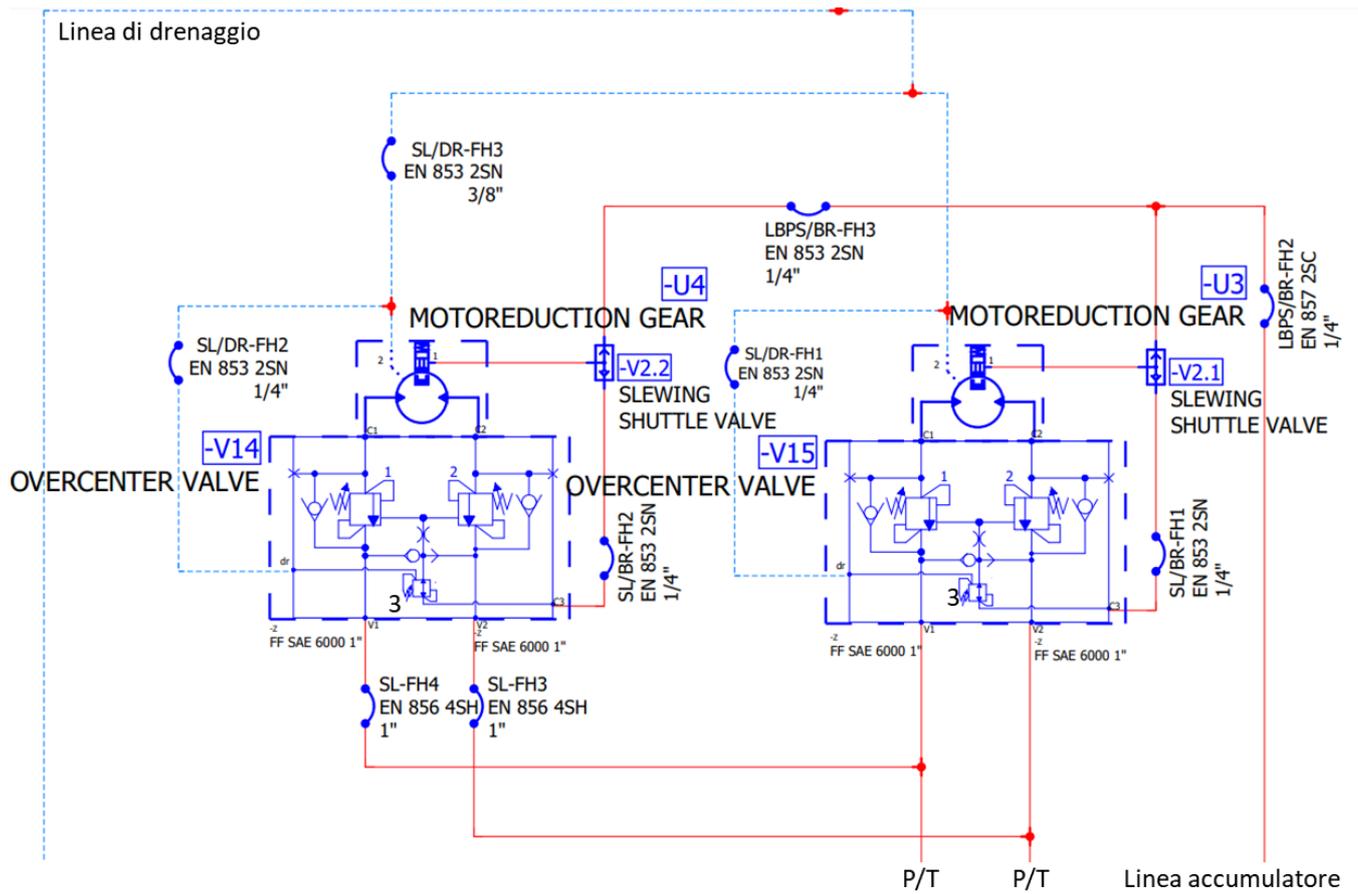


Fig. 16: circuito motoriduttori di rotazione della gru

4. Blocco martinetti

Il martinetto oleodinamico è un dispositivo che trasforma una portata volumetrica in una velocità lineare. La figura 17 mostra un esempio di martinetto idraulico. È possibile notare che il martinetto è costituito da un pistone libero di scorrere all'interno di un cilindro. Il pistone è connesso meccanicamente allo stelo, così che il movimento del pistone comporti il movimento dello stelo attraverso il quale è possibile mettere in movimento un carico esterno (rappresentato nel caso in esame dal braccio della gru). Il pistone separa le due camere del cilindro a volume variabile.

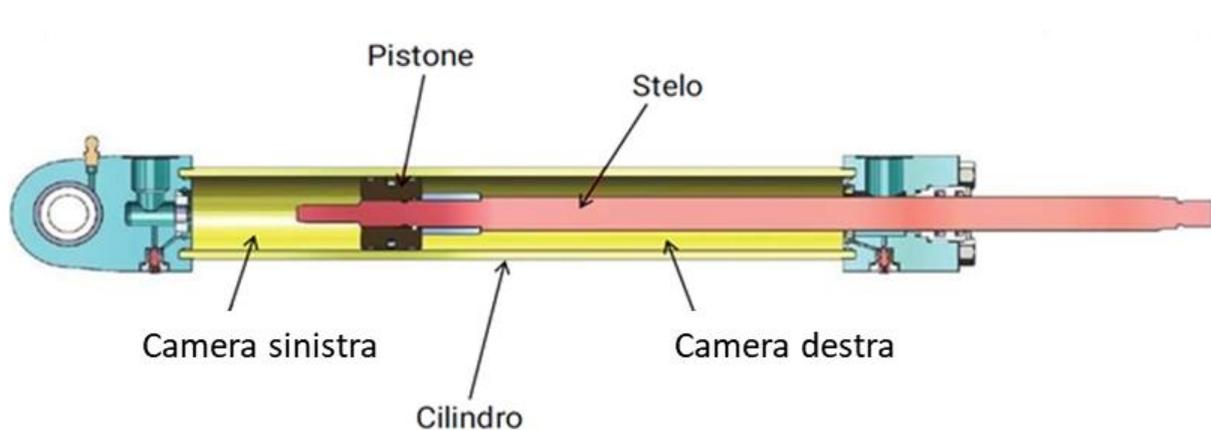


Fig. 17: attuatore lineare [2]

I parametri geometrici che caratterizzano l'attuatore lineare sono:

- Diametro del pistone D
- Diametro dello stelo d

Attraverso questi due parametri è possibile definire le due superfici del pistone su cui agisce il fluido. Nella camera di sinistra, la superficie su cui agisce il fluido è definita dall'equazione (13):

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (13)$$

Mentre nella camera di destra il fluido agisce su una superficie anulare data dall'equazione (14):

$$a = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (14)$$

Considerando la fase di fuoriuscita dello stelo, poiché la portata volumetrica in ingresso nella camera di sinistra è espressa dall'equazione (15):

$$Q_{in} = A \cdot \frac{dx}{dt} = A \cdot v \quad (15)$$

Si ha che la velocità lineare del pistone è dipendente dal rapporto $\frac{Q_{in}}{A}$.

Tuttavia, poiché la portata in uscita dalla camera di destra è uguale alla sua variazione di volume, si può scrivere

$$Q_{out} = a \cdot \frac{dx}{dt} = a \cdot v \quad (16)$$

E dunque, si ottiene

$$Q_{out} = \frac{a}{A} Q_{in} \quad (17)$$

Poiché $a < A$, si avrà una portata in uscita Q_{out} minore della portata in ingresso Q_{in} dipendente dal rapporto tra le aree.

Nella fase di rientro del pistone, si avrà invece la situazione opposta, ovvero una portata in ingresso (camera di destra) minore della portata in uscita (camera di sinistra).

In figura 18 è riportata la porzione di impianto relativo alla gestione del movimento dei martinetti, i quali ricevendo la portata proveniente dal gruppo di alimentazione e gestista dal distributore load sensing permettono il movimento di rotazione verso l'alto e verso il basso del braccio della gru in quanto vengono montati diagonalmente tra la colonna verticale e il braccio orizzontale della gru. Il collettore posto su ogni cilindro permette il fissaggio delle valvole paracadute (V3) e delle valvole check-q-meters (FD).

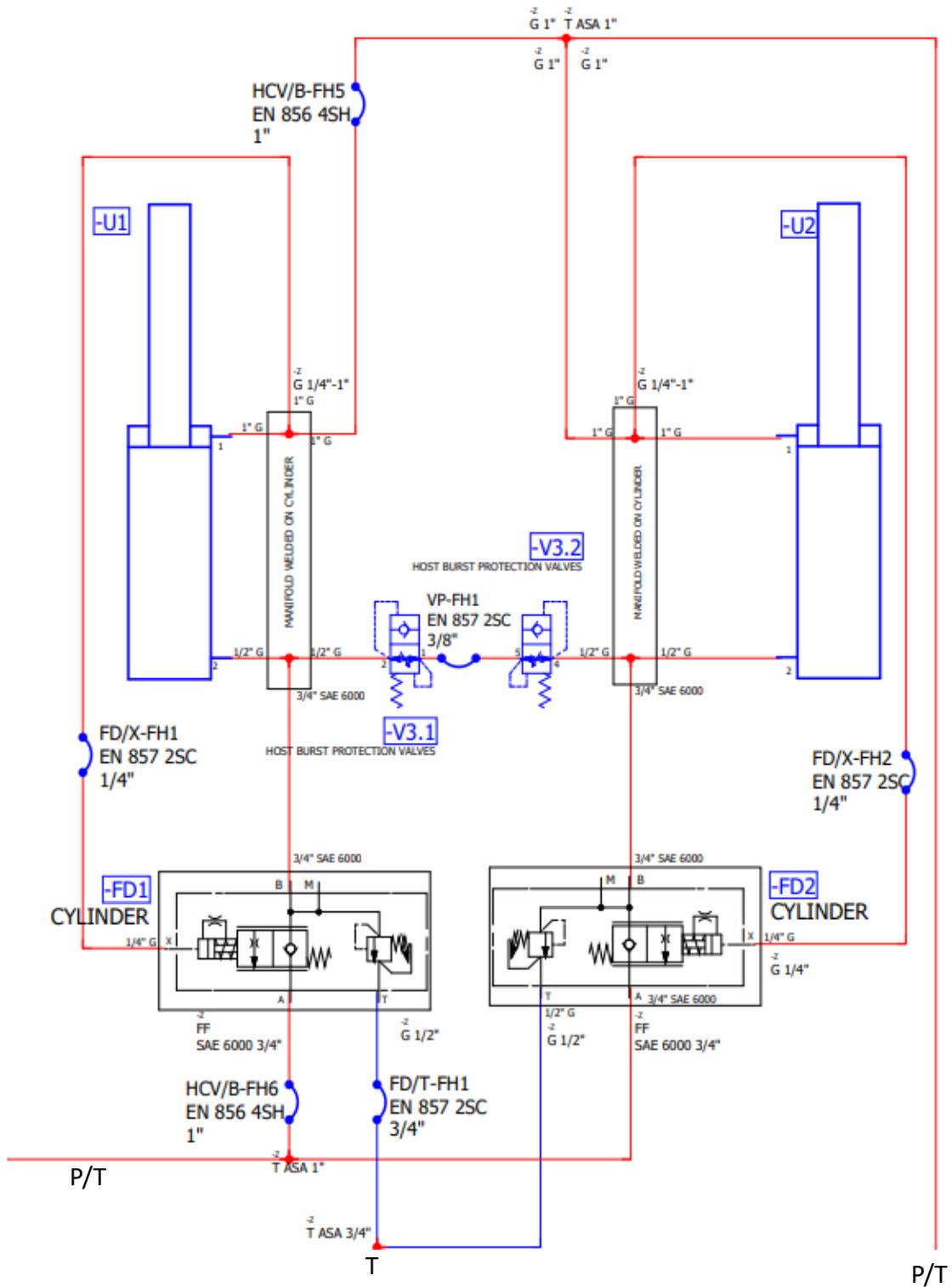


Fig. 18: blocco martinetti

- La valvola [REDACTED] rappresentata in figura 19, è utilizzata per gestire la velocità di uscita e rientro dei pistoni della coppia di attuatori montati in parallelo tra la colonna e il braccio della gru.

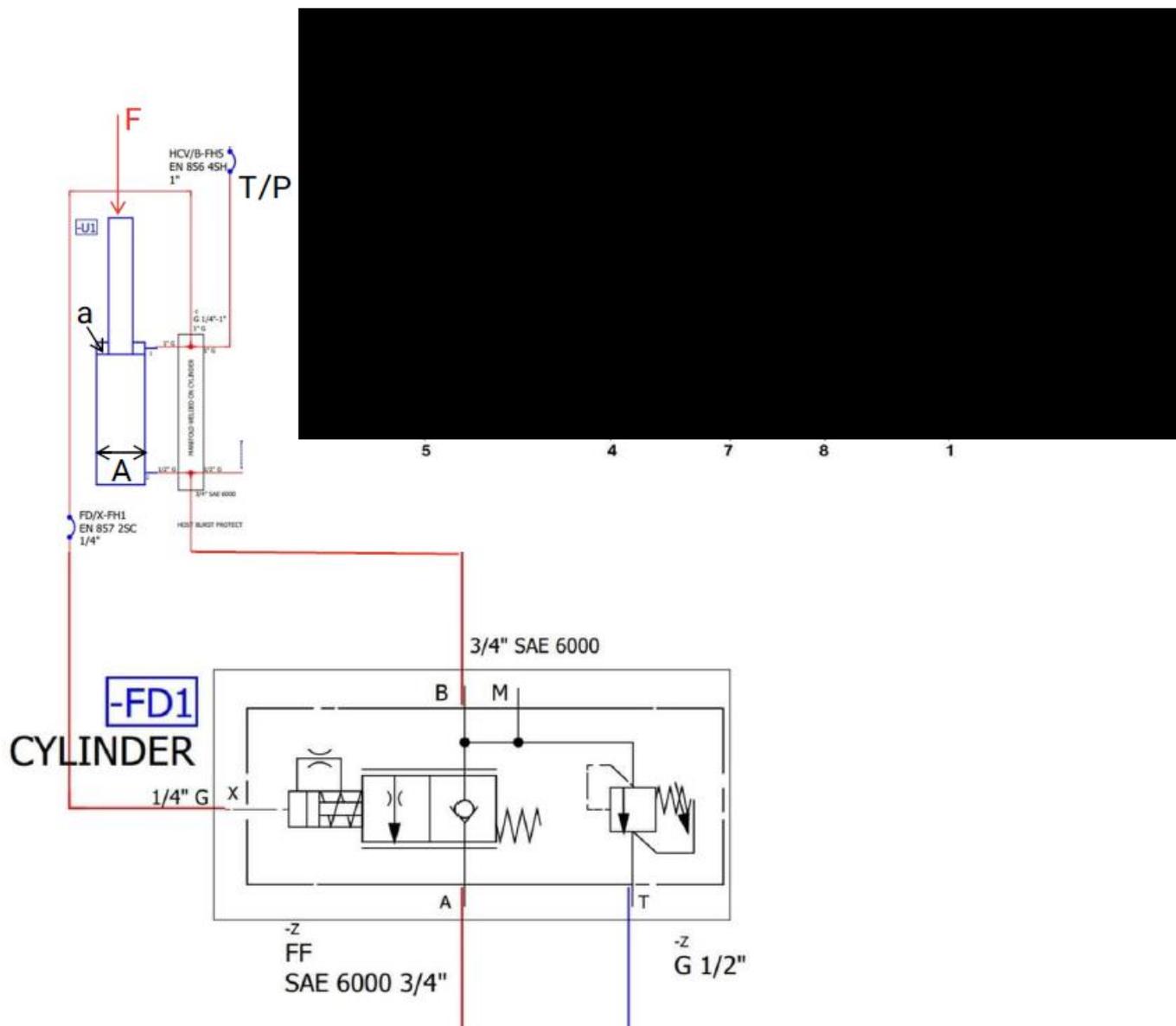


Fig. 19: sezione valvola check-q-meters [4] e simbologia ISO

Poichè durante la fase di rientro del pistone si ha una condizione di carico trascinante, tale valvola viene utilizzata per evitare la discesa incontrollata del pistone.

Essa è costituita principalmente da:

1. Sede della valvola
2. Otturatore principale
3. Otturatore pilota
4. Pistone pilota
6. Strozzatore dinamico
8. Molla a bassa rigidezza
9. Molla ad alta rigidezza

Durante la fase di uscita dello stelo si ha una condizione di carico resistente. La portata viene inviata attraverso il distributore alla porta A e poiché la valvola in posizione di riposo funziona come una semplice valvola di non ritorno, una volta che $P_A = P_B + \frac{F_m}{S}$, l'otturatore principale si sposta consentendo il passaggio di portata.

Si può scrivere quindi la seguente equazione di equilibrio al pistone del martinetto:

$$P_B \cdot A = F + P_X \cdot a \quad (18)$$

Dove

F = forza esercitata dal carico

P_B = pressione lato camera inferiore del cilindro

P_X = pressione lato camera superiore del cilindro

A = area di base lato inferiore del pistone

a = area di base corona circolare corrispondente alla differenza tra l'area A e l'area di base dello stelo.

In questa fase il pilotaggio della valvola che trae l'informazione di pressione dalla camera superiore è collegata a scarico, quindi si avrà una pressione P_x dipendente unicamente dalle perdite di carico nel ramo di ritorno collegato a serbatoio.

La forza del carico è quindi equilibrata dalla pressione in B e la fuoriuscita dello stelo avviene a velocità costante dipendente unicamente dalla portata inviata (equazione (15)).

Nella fase di rientro dello stelo, si ha una condizione di carico trascinante in cui forza del carico e velocità dell'attuatore hanno lo stesso verso e la portata in questo caso viene inviata nel lato camera superiore.

Considerando nuovamente l'equilibrio al pistone dato dall'equazione (18), appare evidente che deve esserci una pressione P_B tale da equilibrare il carico e la pressione P_x impedendo la discesa a velocità incontrollata. Il ruolo svolto dalla valvola check-Q-meters è proprio quello di generare una contropressione allo scarico.

Il rapporto tra la pressione di controllo alla porta X e la pressione alla porta B è di 1:20. Quando tale pressione viene raggiunta si ha la fase di preapertura dell'otturatore principale. Attraverso il pistone pilota si ha lo spostamento dell'otturatore pilota e in questo modo la camera della molla in cui si aveva la pressione P_B viene depressurizzata attraverso il collegamento con la porta A che è collegata a scarico.

Adesso quindi, l'apertura dell'otturatore (2) non dipende più dalla pressione alla porta B ma solo dalla taratura della molla (9) e si ha quindi l'apertura dell'area di passaggio dalla porta B alla porta A. Con l'aumento della forza esercitata dal carico la pressione P_B aumenta e poiché la perdita di carico tra A e B dovrà essere maggiore si avrà un restringimento dell'area di passaggio. Tuttavia il controllo del carico si potrà avere fino ad un certo limite, stabilito dalla limitatrice di pressione [4].

- **Le valvole di blocco automatico** anche dette “valvole paracadute” rappresentate in figura 20, montate in corrispondenza della camera inferiore del cilindro, vengono utilizzate per impedire la discesa incontrollata del pistone nel caso in cui si verificasse la rottura del tubo di collegamento tra i due martinetti. In questo caso sono state utilizzate due valvole identiche nel collegamento tra le camere inferiori dei due martinetti. Durante il funzionamento normale, la molla tiene in posizione il piattello, consentendo il flusso libero dell'olio in entrambe le direzioni. Nel caso in cui si verificasse la rottura del tubo tra la porta 1 e la porta 5 si avrebbe un drastico abbassamento di pressione alla porta di uscita (adesso a pressione ambiente) nel lato camera della molla, mentre alla porta nel lato camera inferiore del cilindro, la pressione dipendente dal carico applicato, tende a far chiudere il piattello, impedendo il flusso d'olio attraverso la valvola. Se tale valvola non venisse utilizzata infatti, la rottura del tubo causerebbe un drastico abbassamento di pressione nella camera inferiore del cilindro che determinerebbe la discesa incontrollata del pistone.

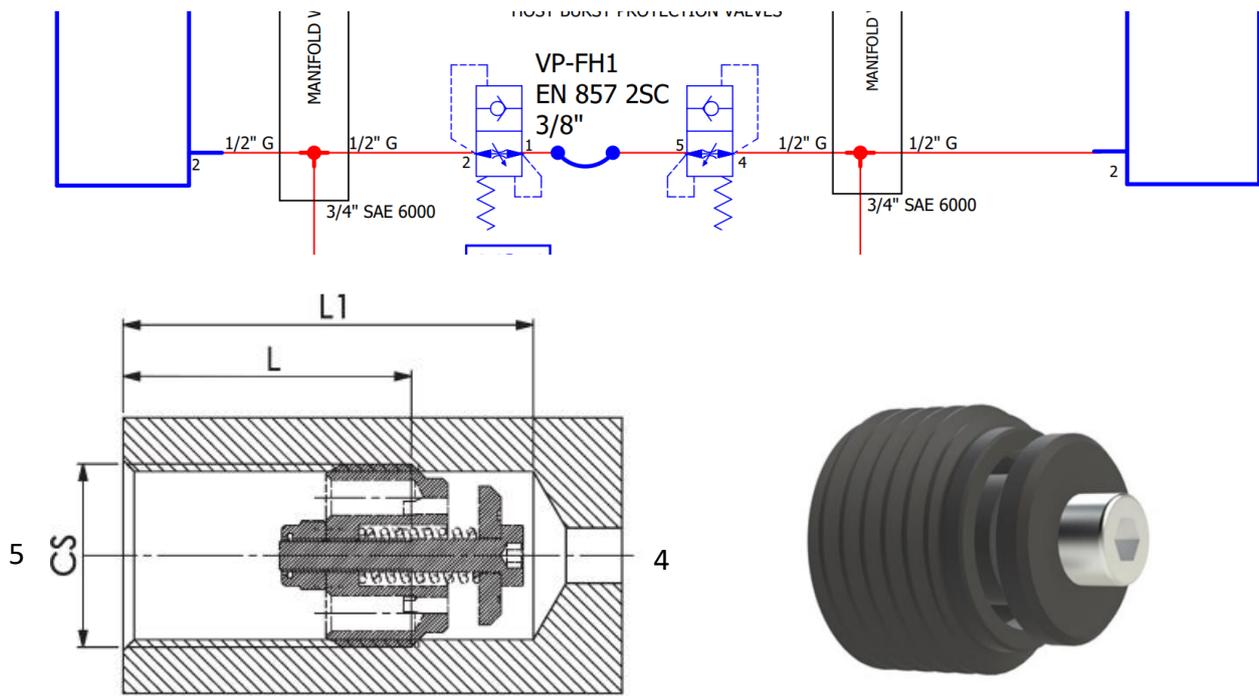


Fig. 20: valvola paracadute [5]

5. Blocco distributore

5.1 Distributore principale

Il distributore principale, visibile in figura 21, è un distributore di tipo load sensing costituito da vari moduli disposti in parallelo, uno per ogni funzione della gru da alimentare. Ogni modulo è formato da una valvola direzionale a cassetto con comando manuale a leva. L'utilizzo di questa tipologia di distributore permette la regolazione della velocità di movimento delle utenze, in maniera indipendente dal carico applicato.

I principali componenti del distributore sono la valvola limitatrice di pressione differenziale DRV con limitatrice pilota RV, i compensatori locali LC e le valvole limitatrici pilota locali LRV.

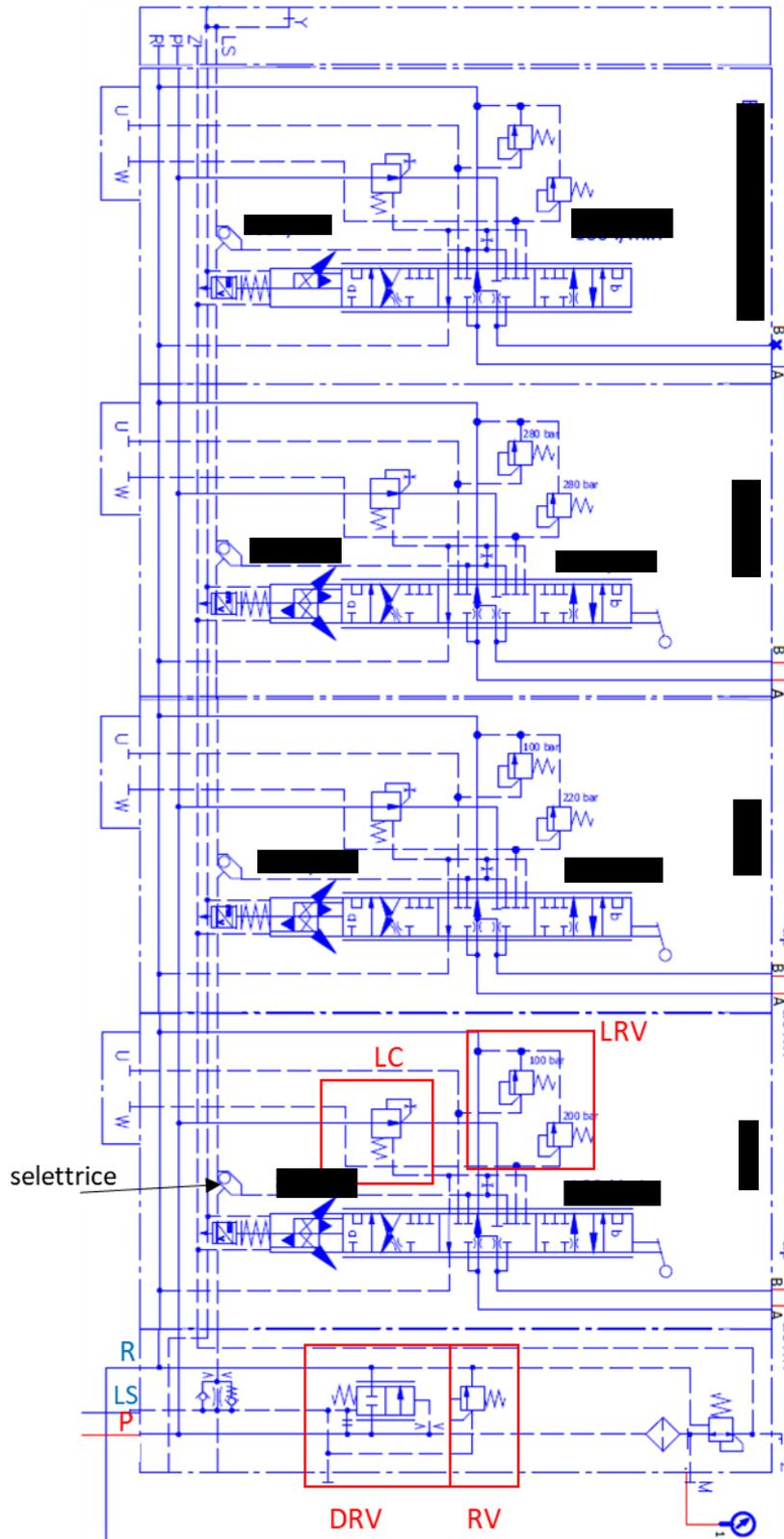


Fig. 21: distributore load sensing

Al blocco di ingresso è presente una valvola limitatrice di pressione differenziale DRV normalmente chiusa. Il principio di funzionamento è equivalente ad una valvola RQ3 illustrata in figura 22 dove al posto dello strozzatore di misura SM si ha il compensatore locale collegato in serie alla relativa valvola direzionale.

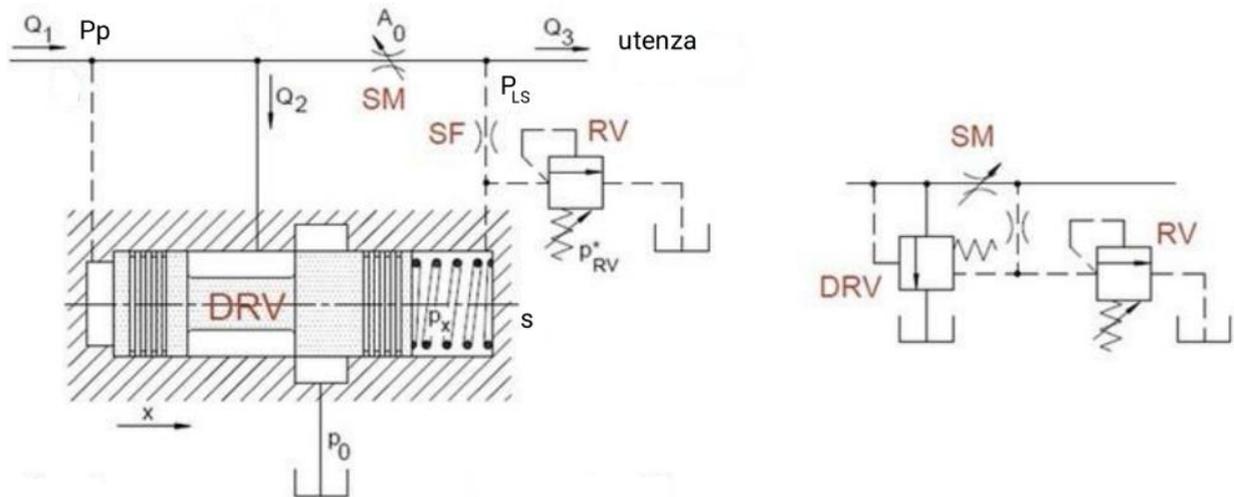


Fig. 22: RQ3 [2]

Considerando il caso di regolazione di una singola utenza, sul lato molla della valvola DRV si ha il segnale di pressione load sensing P_{LS} dipendente dal carico applicato.

In condizioni di regolazione alla valvola DRV si ha la seguente equazione (19):

$$P_{LS} + s = P \quad (19)$$

Dove P è la pressione di mandata della pompa ed s è la pressione esercitata dalla molla della DRV.

Indipendentemente dalla pressione P_{LS} grazie all'azione della DRV si avrà una differenza di pressione costante ai capi della valvola direzionale in modo che la portata sia dipendente solo dall'apertura del cassetto, mentre la portata in eccesso viene scaricata a serbatoio attraverso la DRV in regolazione.

Il compensatore locale il cui simbolo ISO è riportato in figura 23 è una valvola normalmente chiusa, dove la forza di chiusura è data dalla pressione esercitata da una molla a bassa rigidità s_c a cui si aggiunge la pressione relativa al segnale load sensing imposta dal carico P_{LS} .

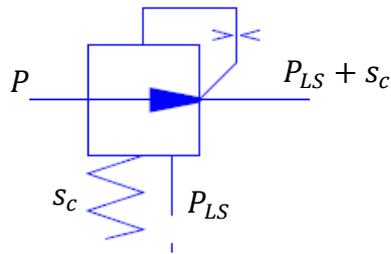


Fig. 23: compensatore locale

Poiché il compensatore locale ha una pressione di taratura s_c minore della taratura s della DRV allora si ha una caduta di pressione costante ai suoi capi data da:

$$\Delta P_{LC} = P_{LS} + s - (P_{LS} + s_c) = s - s_c \quad (20)$$

Mentre la caduta di pressione ai capi della valvola direzionale sarà:

$$\Delta P_{DCV} = P_{LS} + s_c - P_{LS} = s_c \quad (21)$$

Nel caso limite in cui la pressione P_{LS} dovesse raggiungere il valore di taratura P_{RV}^* della valvola limitatrice pilota RV, la pressione sul lato molla della valvola DRV verrebbe limitata a P_{RV}^* , mentre la pressione di mandata della pompa verrebbe mantenuta al valore $P_{RV}^* + s$ e la portata scaricata a serbatoio attraverso la DRV. Lo strozzatore funzionale SF permette di disaccoppiare la pressione P_{LS} dalla pressione P_{RV}^* .

Nel momento in cui si vuole invece effettuare il controllo di portata di più utenze simultaneamente, la valvola selettiva seleziona il segnale LS più elevato, ma in questo caso si avrebbe una regolazione dipendente dall'apertura del cassetto solo per l'utenza con segnale LS maggiore. La soluzione a tale problema è rappresentata dal compensatore locale. In regolazione, la funzione del compensatore, di cui ogni blocco è dotato, è quella di mantenere una pressione a monte della valvola direzionale uguale alla somma del segnale load sensing locale e un termine costante rappresentato dalla pressione esercitata dalla molla.

Considerando due utenze con segnale $P_{LS1} > P_{LS2}$, la pressione di mandata della pompa sarà $P_{LS1} + s$ dunque al compensatore locale dell'utenza 1 si avrà la seguente caduta di pressione costante:

$$\Delta P_{LC1} = P_{LS1} + s - (P_{LS1} + s_c) = s - s_c \quad (22)$$

Mentre al compensatore locale dell'utenza 2 si avrà:

$$\Delta P_{LC2} = P_{LS1} + s - (P_{LS2} + s_c) \quad (23)$$

In questo modo la caduta di pressione alle valvole direzionali delle due utenze sarà:

$$\Delta P_{DCV1} = P_{LS1} + s_c - P_{LS1} = s_c \quad (24)$$

$$\Delta P_{DCV2} = P_{LS2} + s_c - P_{LS2} = s_c \quad (25)$$

Grazie all'azione dei compensatori locali sarà quindi possibile regolare la portata alle utenze in modo indipendente dal carico applicato, poiché il ΔP_{DCV} risulta costante indipendentemente da P_{LS} .

Sono presenti, inoltre, per ogni modulo due valvole limitatrici locali LRV che limitano la pressione massima raggiungibile ad ogni utenza in entrambe le direzioni di portata. Esse, infatti, prelevano il segnale locale di pressione LS limitandolo in base alla loro pressione di taratura. In questo modo viene limitata la pressione di pilotaggio al compensatore locale e quindi a monte del cassetto della valvola direzionale.

5.2 Distributore di emergenza

Visibile in figura 24 il distributore di emergenza viene utilizzato quando si verifica un mal funzionamento al sistema principale. Si tratta di un distributore a comando manuale di tipo a leva ed è formato da tre valvole direzionali che non consentono di regolare la velocità di movimentazione di martinetti braccio, motoriduttori colonna e argano ma ricevendo una portata costante di 20,3 l/min consentono di mettere in sicurezza la gru.

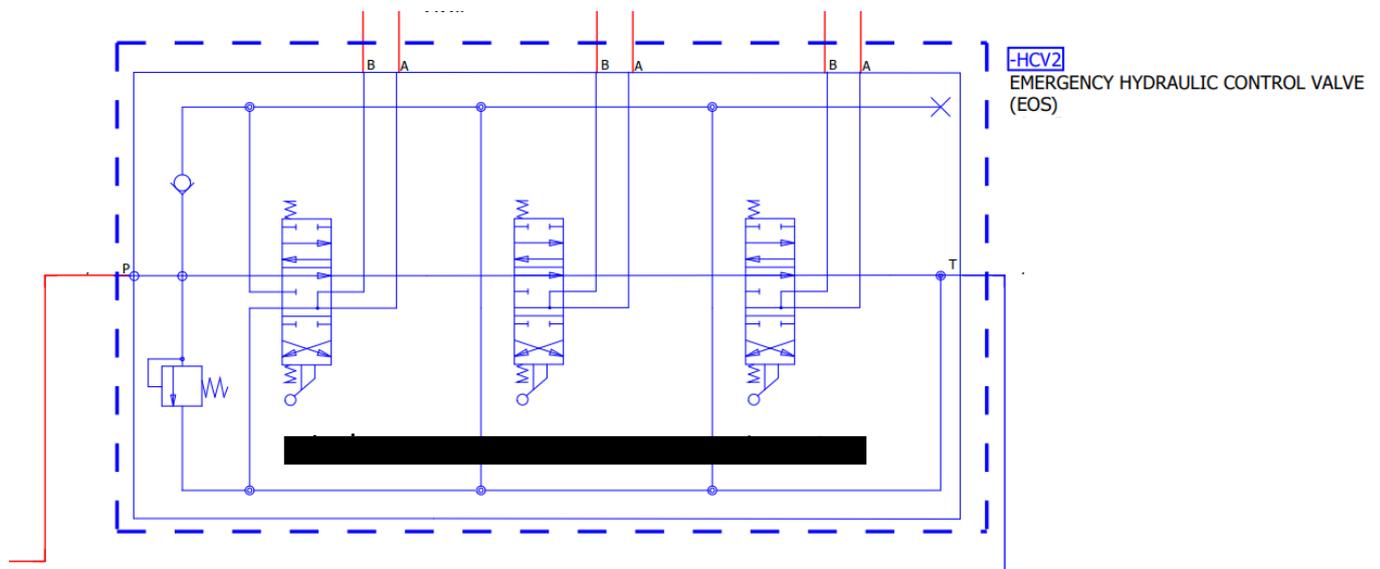


Fig. 24: distributore di emergenza

A riposo la portata proveniente dalla pompa di emergenza viene scaricata direttamente a serbatoio. Mentre attraverso le leve è possibile commutare la posizione dei cassettei e comandare il rientro in posizione delle tre funzioni.

Per quanto concerne il blocco argano, poiché costituisce l'oggetto principale di questo studio, verrà trattato in maniera approfondita nei capitoli successivi.

CAPITOLO 3. L'argano idraulico

L'argano idraulico, posizionato sul braccio della gru, è un dispositivo che messo in rotazione da un motore è in grado di movimentare carichi pesanti collegati alla fune che si avvolge e si svolge sul tamburo a seconda del verso di rotazione. La porzione d'impianto su cui si è deciso di focalizzare l'attenzione e costruire un modello in ambiente AMESim in modo da simularne il funzionamento è quella relativa alla gestione del funzionamento dell'argano in diverse condizioni operative. La figura 1 mostra a destra il blocco valvole e il motore idraulico mentre a sinistra il riduttore e il tamburo dell'argano.

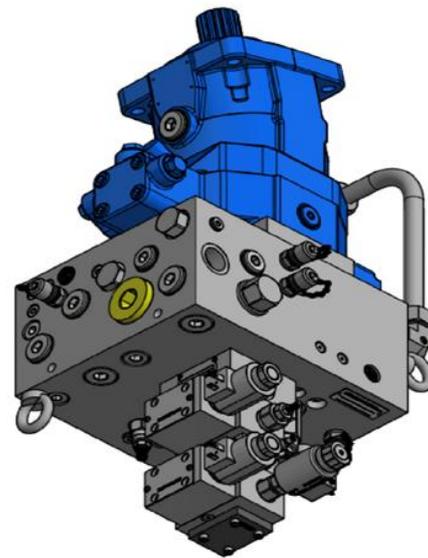
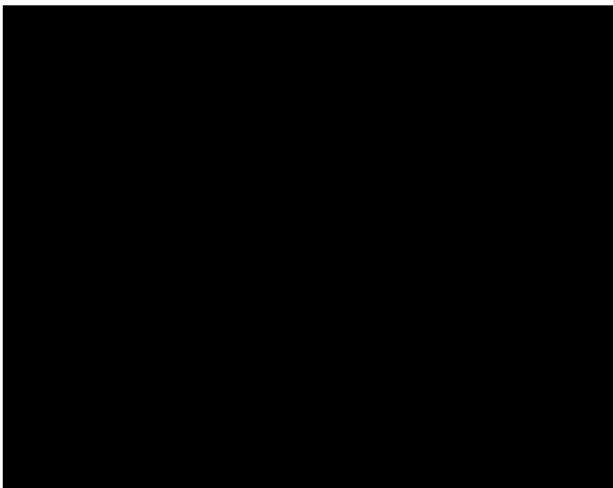


Fig. 1: riduttore e tamburo [6] (sinistra) blocco valvole e motore (destra)

Il motore idraulico insieme al riduttore epicicloidale flangiato sul tamburo realizzano la trasmissione completa del moto. La soluzione di utilizzare valvole a cartuccia da inserire in un blocco in cui sono ricavate le sedi per le valvole, consente in poco spazio di creare un circuito complesso.

Prima di passare alla descrizione del funzionamento dell'impianto, il paragrafo seguente mostra il procedimento per la scelta dei componenti del gruppo utilizzatore formato da motore, freno, riduttore e tamburo.

1. Dimensionamento gruppo utilizzatore

All'organo del sistema di sollevamento in esame viene richiesto di sollevare un carico pari a 11,5 tonnellate con una velocità minima di sollevamento pari a 16 m/min. Data l'elevata coppia viene utilizzato un organo a 3 tiri in modo da ridurre di 3 volte la tensione della fune avvolta sull'organo mentre la velocità lineare sarà 3 volte maggiore rispetto alla velocità di salita del carico secondo lo schema di figura 2.

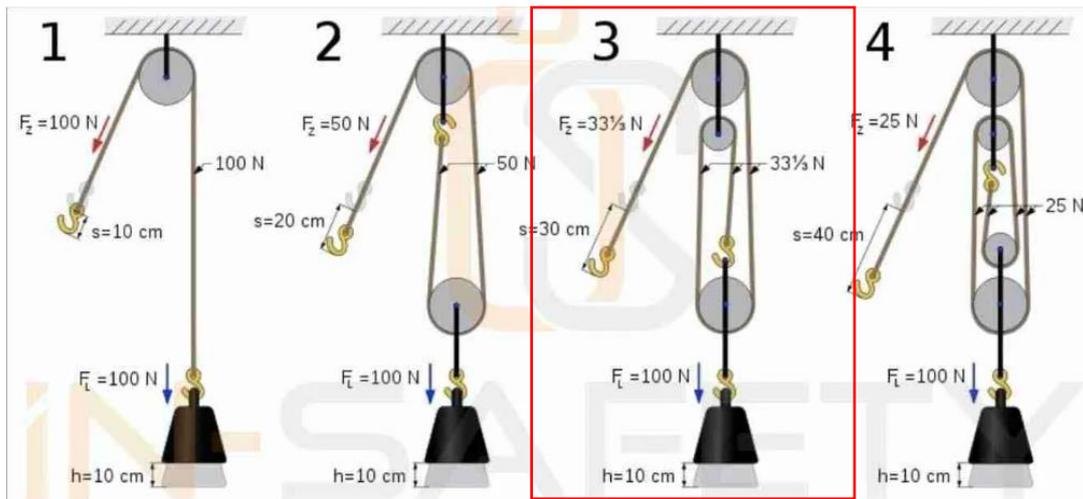


Fig. 2: configurazione organo a 3 tiri [7]

Per quanto concerne il tamburo viene utilizzato un diametro esterno pari a $D_e = 525 \text{ mm}$ con 4 strati di fune avvolta che chiameremo layer e una larghezza $L_t = 496 \text{ mm}$.

In base al carico da sollevare ed a fattori legati alle condizioni operative è stato determinato un diametro della fune $d_f = 16 \text{ mm}$.

L'incremento di diametro del tamburo ad ogni strato di fune a partire dal secondo è stato calcolato attraverso la seguente relazione:

$$\Delta d = 2 \cdot 0.85 \cdot d_f = 27 \text{ mm} \quad (1)$$

Si ottengono dunque i diametri corrispondenti ad ogni strato riportati in tabella 1:

Tab. 1: Diametri equivalenti ad ogni strato di fune avvolta

Layer	Diametro	Valore diametro	Unità di misura
0	D_e	525	mm
1	$D_1 = D_e + d_f$	541	mm
2	$D_2 = D_1 + 2 \cdot 0.85 \cdot d_f$	568	mm
3	$D_3 = D_2 + 2 \cdot 0.85 \cdot d_f$	595	mm
4	$D_4 = D_3 + 2 \cdot 0.85 \cdot d_f$	623	mm

Conoscendo il numero di avvolgimenti della fune per ogni layer calcolato come rapporto tra la larghezza del tamburo e il diametro della fune

$$n_{avv} = \frac{L_t}{d_f} = \frac{496 \text{ mm}}{16 \text{ mm}} = 31 \quad (2)$$

È possibile calcolare la lunghezza della fune avvolta ad ogni strato:

$$L_{f,i} = n_{avv} \cdot \pi \cdot D_i \quad (3)$$

Tab. 2: lunghezza di fune avvolta ad ogni strato

Layer	Lunghezza totale fune ad ogni strato	Unità di misura
1	$L_{f1} = n_{avv} \cdot \pi \cdot D_1$	52,7 [m]
2	$L_{f2} = n_{avv} \cdot \pi \cdot D_2$	55,3 [m]
3	$L_{f3} = n_{avv} \cdot \pi \cdot D_3$	58,0 [m]
4	$L_{f4} = n_{avv} \cdot \pi \cdot D_4$	60,6 [m]

E dunque la lunghezza totale della fune avvolta ad ogni strato sarà data da:

$$L_{tot,N} = \sum_{i=1}^N L_{f,i} \quad (4)$$

Tab. 3: lunghezza progressiva di fune avvolta ad ogni strato

Layer	Lunghezza totale fune ad ogni strato	Unità di misura
1	$L_{tot1} = L_{f1}$	52,7 [m]
2	$L_{tot2} = L_{f1} + L_{f2}$	108,0 [m]
3	$L_{tot3} = L_{f1} + L_{f2} + L_{f3}$	166,0 [m]
4	$L_{tot4} = L_{f1} + L_{f2} + L_{f3} + L_{f4}$	226,6 [m]

Considerando che esisterà sempre un tratto di fune non avvolta pari almeno a 30 m, è possibile calcolare la lunghezza totale della fune

$$L_{tot-fune} = L_{tot4} + 30 \text{ m} = 257 \text{ m} \quad (5)$$

Per quanto concerne la velocità di sollevamento bisogna garantire un limite minimo pari a 16 m/s al primo strato in quanto con l'aumento dei layer anche la velocità tenderà ad aumentare. Poiché la configurazione dell'argano è a 3 tiri la velocità lineare della fune sarà

$$v_{f1} = 16 \cdot 3 = 48 \text{ m/min} \quad (6)$$

A questo punto è possibile calcolare la velocità angolare del tamburo come rapporto tra la velocità della fune al primo layer e il raggio del tamburo al primo layer:

$$\omega_t = \frac{v_{f1}}{D_1/2} = \frac{48}{0,541/2} \frac{\text{m/min}}{\text{m}} = 177,45 \frac{\text{rad}}{\text{min}} = \frac{177,45}{2 \cdot \pi} \frac{\text{rad}}{\text{min}} = 28,2 \text{ rpm} \quad (7)$$

A questo punto poiché la velocità angolare non varia con il diametro è possibile calcolare le velocità della fune ai vari layer

$$v_{f,i} = \frac{D_i}{2} \cdot \omega_t \quad (8)$$

E moltiplicando per 3 si ricava la velocità di salita del carico

$$v_{c,i} = 3 \cdot v_{f,i} \quad (9)$$

Tab. 4: velocità fune collegamento diretto all'argano e velocità carico ad ogni layer

Layer	v_f [m/min]	v_c [m/min]	v_c [m/s]
1	48,00	16,00	0,80
2	50,41	16,80	0,84
3	52,83	17,61	0,88
4	55,24	18,41	0,92

Considerando il peso degli accessori per il sollevamento $p_{acc} = 133 \text{ kg}$, il peso della fune al metro $p_{fune-sp} = 1,32 \text{ kg/m}$ e 5 spire di sicurezza che devono sempre rimanere avvolte all'argano, è stato possibile calcolare il peso ai vari layer in modo da ricavare la massima coppia resistente che darà origine alla massima pressione di sollevamento.

Tenendo conto, come già detto, del minimo numero di spire avvolte, è possibile calcolare la lunghezza di sicurezza di fune avvolta

$$L_{sicurezza} = n_{avv-min} \cdot \pi \cdot D_1 = 5 \cdot \pi \cdot 0,541 [\text{m}] = 8,5 \text{ m} \quad (10)$$

Il peso della fune ai vari strati di fune avvolta è riassunto in tabella 5

Tab. 5 peso fune ai vari layer

Layer	Peso fune [kg]	
1	$peso1 = p_{acc} + p_{fune-sp} \cdot (L_{tot} - L_{sicurezza})$	461
2	$peso2 = p_{acc} + p_{fune-sp} \cdot (L_{tot} - L_{tot1})$	403
3	$peso3 = p_{acc} + p_{fune-sp} \cdot (L_{tot} - L_{tot2})$	329
4	$peso4 = p_{acc} + p_{fune-sp} \cdot (L_{tot} - L_{tot3})$	253

Poiché l'argano ha una configurazione a 3 tiri le 11,5 tonnellate del carico da sollevare saranno ridotte di 1/3 in termini di carico all'argano

$$P_{all'argano} = \frac{11,5}{3} t = 3833 \text{ kg} \quad (11)$$

È possibile calcolare dunque la coppia all'argano corrispondente ai vari layer:

$$C_{1a} = (P_{all'argano} + peso_i) \cdot 9,81[m/s^2] \cdot D_i/2 \quad (12)$$

Tab. 6: valori di coppia all'argano ad ogni layer

Layer	Coppia all'argano [Nm]	
1	$C_{1a} = (P_{all'argano} + peso_1) \cdot 9,81[m/s^2] \cdot D_1/2$	11395
2	$C_{2a} = (P_{all'argano} + peso_2) \cdot 9,81[m/s^2] \cdot D_2/2$	11805
3	$C_{3a} = (P_{all'argano} + peso_3) \cdot 9,81[m/s^2] \cdot D_3/2$	12157
4	$C_{4a} = (P_{all'argano} + peso_4) \cdot 9,81[m/s^2] \cdot D_4/2$	12479

La simulazione in ambiente AMESim, del circuito idraulico relativo al funzionamento dell'argano, verrà effettuata considerando la condizione peggiore, ovvero la condizione con coppia massima, che risulta essere al 4° layer e darà origine alla massima pressione di sollevamento.

2. Riduttore epicicloidale

Vista l'elevata coppia richiesta al tamburo, l'accoppiamento motore-argano diretto non risulta possibile. Bisogna dunque utilizzare un riduttore opportuno. Il riduttore scelto, di tipo epicicloidale, è rappresentato in figura 3.

I vantaggi rispetto a riduttori di altra tipologia sono:

- Possibilità di trasmettere coppie elevate
- Elevati rapporti di riduzione

È formato principalmente da tre componenti:

- ingranaggio solare
- porta-satelliti
- corona a dentatura interna

Il riduttore epicicloidale è un componente meccanico in grado di modificare la velocità di rotazione tra l'albero di ingresso e l'albero di uscita. L'ingranaggio solare mette in rotazione gli ingranaggi satelliti, i quali ruotano all'interno della corona a dentatura interna. In questo modo, gli assi dei satelliti montati sul porta-satelliti, si muovono lungo una circonferenza. Il porta-satelliti ruota così a velocità ridotta rispetto all'ingranaggio solare.

Il riduttore a corpo rotante è posizionato all'interno del tamburo e flangiato ad esso trasmette il movimento rotativo.

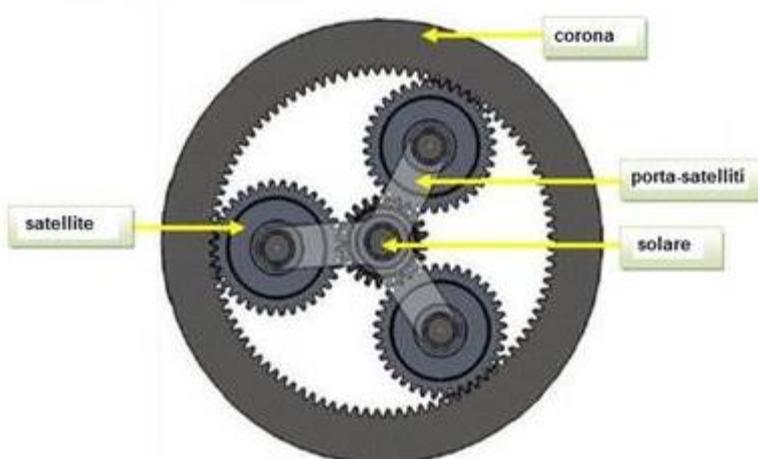


Fig. 3: riduttore epicicloidale [8] [6]

Utilizzando un riduttore epicicloidale a 3 stadi con rapporto di trasmissione totale $\tau = 64,6$ e rendimento meccanico $\eta = 0,91$ si ricava la coppia all'albero del motore idraulico attraverso la seguente espressione:

$$C_m = \frac{C_a}{\tau \cdot \eta} \quad (13)$$

Tab. 7: coppia all'albero motore ai vari layer

Layer	Coppia all'albero motore ai vari layer [Nm]	
1	$C_{1m} = \frac{C_{1a}}{\tau \cdot \eta}$	193,8
2	$C_{2m} = \frac{C_{2a}}{\tau \cdot \eta}$	200,8
3	$C_{3m} = \frac{C_{3a}}{\tau \cdot \eta}$	206,8
4	$C_{4m} = \frac{C_{4a}}{\tau \cdot \eta}$	212,3

La velocità di rotazione dell'albero motore, conoscendo il rapporto di trasmissione, è data dalla seguente equazione:

$$\omega_m = \omega_t \cdot \tau = 28,24 \text{ [rpm]} \cdot 64,6 = 1824 \text{ rpm} \quad (14)$$

A questo punto è possibile scegliere il motore in base alla massima velocità di rotazione raggiungibile ed alla massima coppia resistente.

3. Motore idraulico e freno di stazionamento

Il motore oleodinamico utilizzato nell'impianto è un motore a pistoni assiali, corpo inclinato e cilindrata variabile.

Un esempio di motore a pistoni assiali è rappresentato in figura 4. Esso è costituito principalmente dall'albero per la trasmissione del moto e dal blocco cilindri. Sedi semisferiche ospitano l'estremità dello stelo. I pistoni sono liberi di scorrere all'interno di camere ricavate nel blocco cilindri e poiché il blocco cilindri è inclinato rispetto all'asse dell'albero, la corsa dei pistoni lungo il proprio asse provoca la rotazione dell'albero. La piastra di distribuzione presenta due luci di apertura che durante la rotazione si connettono alternativamente alla linea di scarico e di ammissione. Durante il normale funzionamento, la pressione esercitata dalla portata in ingresso sui pistoni corrispondenti provoca lo spostamento di quest'ultimi mettendo in rotazione il motore.

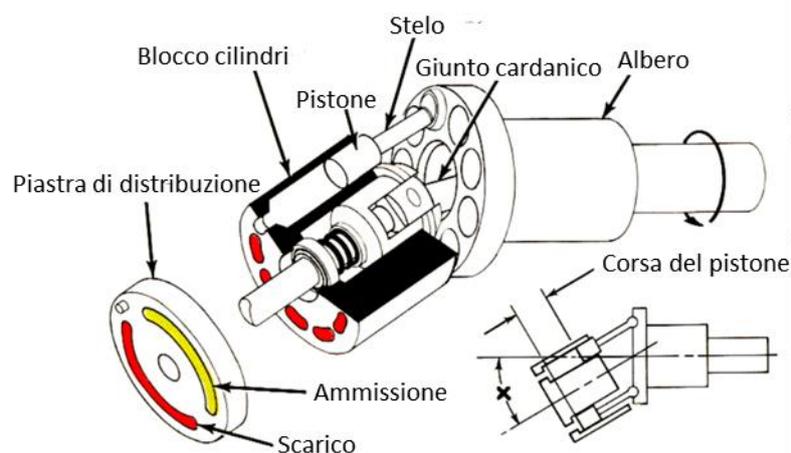


Fig. 4: motore a pistoni assiali [9]

Definita la cilindrata unitaria come la differenza tra il volume massimo e minimo raggiunto all'interno della camera di un pistone data dall'equazione (15)

$$V_0 = V_{max} - V_{min} \quad (15)$$

la cilindrata del motore può essere definita dall'equazione seguente

$$V = N \cdot n_c \cdot V_0 \frac{\text{cm}^3}{\text{giro}} \quad (16)$$

Che corrisponde al volume teorico di fluido spostato in un giro.

Dove

N = numero di pistoni

$n_c \cdot V_0$ = volume spostato da una camera in un giro.

Definito α fattore di modulazione della cilindrata compreso tra 0 e 1, esso indica l'inclinazione tra l'asse del blocco cilindri e l'asse dell'albero motore.

Nei motori a cilindrata variabile è possibile far variare l'inclinazione del blocco cilindri rispetto all'albero. In questo modo quando l'inclinazione è massima si ha il massimo della cilindrata, mentre quando l'inclinazione è minima si ha il minimo della cilindrata.

Durante il funzionamento normale e nelle condizioni MOPS e AOPS, il motore verrà fatto lavorare a cilindrata massima, mentre durante il funzionamento in tensione costante verrà regolato ad un valore di cilindrata inferiore.

Poiché i pistoni non sono a perfetta tenuta, in circuiti di sollevamento, risulta necessaria la presenza di un freno di stazionamento, in quanto tenendo un carico sospeso il motore inizierebbe a ruotare anche se molto lentamente, a causa delle fughe.

In figura 5 è raffigurato uno schema relativo al freno di stazionamento e motore idraulico mentre in figura 6 è possibile notare una sezione del freno multidisco in cui sono visibili dischi di colore differente che svolgono ruoli differenti. I dischi in carbonio (arancione) sono fissi e quindi non possono ruotare solidalmente all'albero, mentre i dischi in acciaio (verde) possono seguire la rotazione dell'albero. In condizioni di riposo, la forza esercitata dal pistone sui dischi genera la coppia frenante definita dall'equazione (17), che impedisce all'albero di ruotare sotto l'azione del carico.

$$M_{br} = f \cdot F_{br} \cdot r \quad (17)$$

Dove

f = fattore di attrito

r = raggio medio dei dischi freno

F_{br} = forza frenante

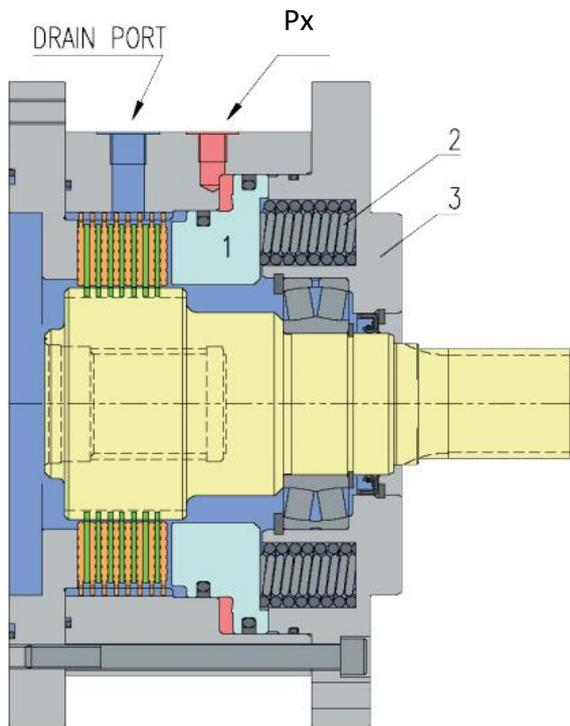


Fig. 6: sezione freno di stazionamento [10]

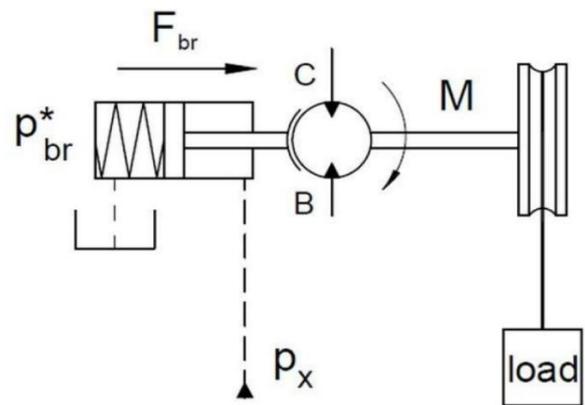


Fig. 5: schema freno di stazionamento [2]

Dal grafico in figura 7 è possibile notare che quando la pressione di pilotaggio P_x agente sul pistone è nulla si ha la massima coppia frenante data dall'equazione (18)

$$M_{br} = V_{br} \cdot (P_{br}^* - P_x) \quad (18)$$

Dove V_{br} è la cilindrata equivalente del freno di stazionamento e P_{br}^* è la pressione di taratura della molla che tiene il pistone del freno in pressione contro i dischi.

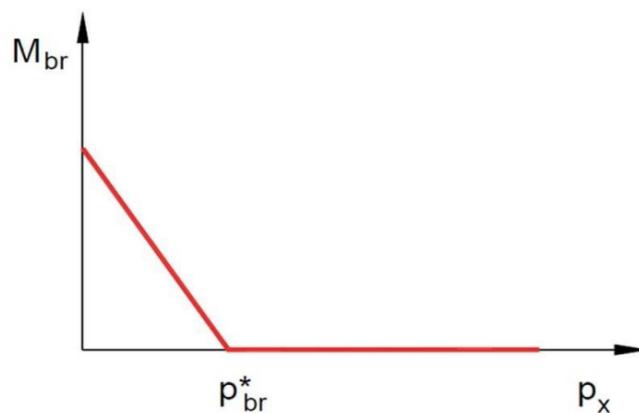


Fig. 7: caratteristica coppia frenante – pressione di sblocco [2]

All'aumentare di P_x si ha una diminuzione graduale della coppia frenante fino al momento in cui $P_x \geq P_{br}^*$, che rappresenta la condizione di coppia frenante nulla e rilascio completo del freno.

È possibile notare inoltre che se si verificano condizioni di esercizio per cui la pressione P_x è non nulla ma inferiore alla pressione P_{br}^* , allora potrebbe verificarsi la rotazione dell'albero con sblocco parziale del freno e ciò causerebbe lo strisciamento delle superfici dei dischi freno con conseguente consumo del freno fino alla rottura. Infatti, essendo questo un freno di stazionamento e non di servizio, la condizione di sblocco parziale del freno deve essere evitata con soluzioni che verranno mostrate successivamente.

Per il caso in esame è stato utilizzato un motore [redacted] le cui caratteristiche sono riportate in figura 8.

Technical data

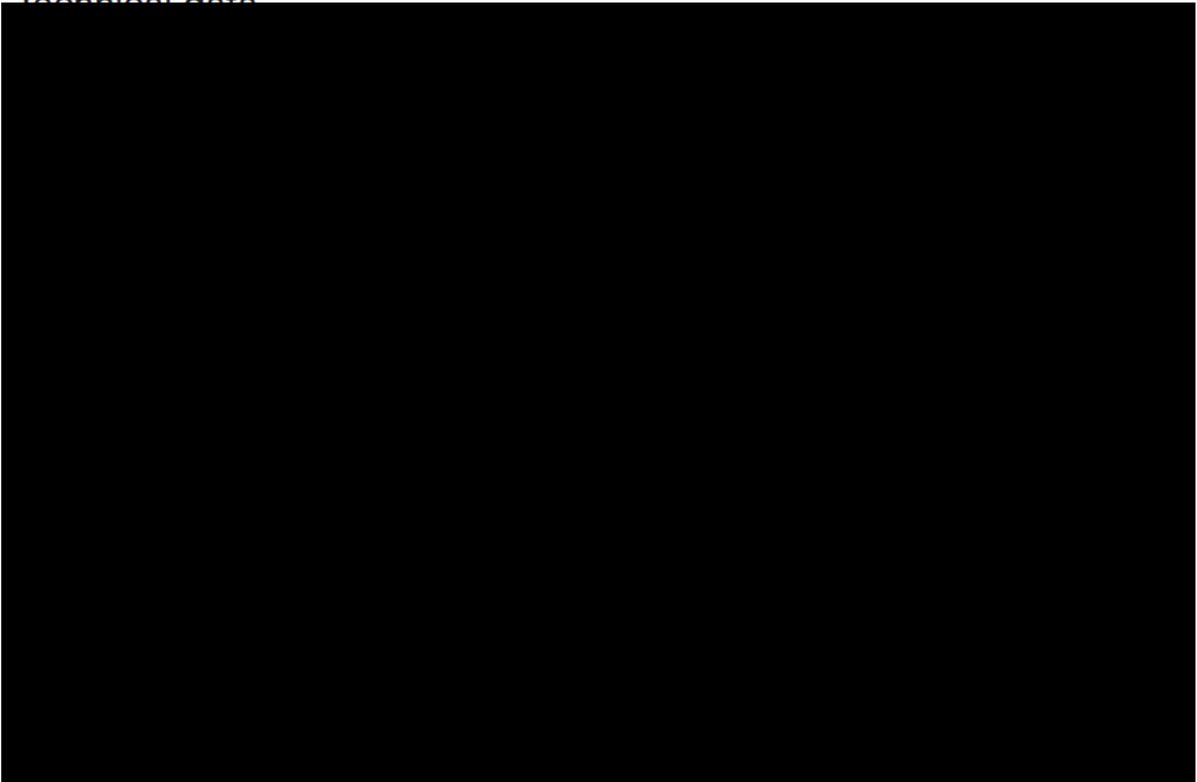


Fig. 8: caratteristiche motore [11]

Dunque, $Vg = 80 \frac{cm^3}{giro}$ sarà la cilindrata del motore in funzionamento normale, cilindrata che come vedremo, sarà ridotta a $40 \frac{cm^3}{giro}$ nel caso di funzionamento dell'organo in tensione costante.

Una volta stabilita la cilindrata del motore è possibile determinare la portata necessaria a permettere la rotazione del motore a quella determinata velocità di rotazione, attraverso l'equazione (19)

$$q_{v,id} = \frac{V_m \cdot n}{1000} = \frac{80 [\text{cm}^3/\text{giro}] \cdot 1824 [\text{rpm}]}{1000} = 145,9 \frac{l}{\text{min}} \quad (19)$$

Tuttavia, a causa del rendimento volumetrico del motore, la portata reale in ingresso al motore ($q_{v,r}$) dovrà essere maggiore per garantire la velocità richiesta, poiché una parte di portata andrà persa a causa delle fughe nei pistoni del motore, e una parte minore rispetto a quella ideale contribuirà a generare la velocità di rotazione. Inoltre, poiché il volume d'olio andato perso entra nella carcassa del motore, risulta necessaria una linea di drenaggio per impedire un aumento di pressione con conseguenti danni al motore. La portata reale è quindi determinabile attraverso la seguente relazione, considerando un rendimento volumetrico $\eta_v = 0,95$

$$q_{v,r} = \frac{q_{v,id}}{\eta_v} = 153 \frac{l}{\text{min}} \quad (20)$$

La differenza di pressione ΔP_m ai capi del motore è determinabile attraverso la seguente equazione:

$$\Delta P_m = \frac{20 \cdot \pi \cdot C_m}{V_m \cdot \eta_{mh}} = \frac{20 \cdot \pi \cdot 212}{80 \cdot 0,95} \frac{\text{Nm}}{\frac{\text{cm}^3}{\text{giro}}} = 175 \text{ bar} \quad (21)$$

Dove

- C_m è la massima coppia resistente al motore calcolata in precedenza
- η_{mh} è il rendimento meccanico-idraulico che tiene conto degli attriti. Dunque, il ΔP_m ai capi del motore dovrà essere maggiore rispetto a quello ideale in quanto una parte di coppia generata andrà persa in attrito e la restante parte dovrà bilanciare la coppia all'albero generata dal carico.

Infine, calcolato il peso del tamburo $m_t = 385 \text{ kg}$ è possibile determinare, attraverso l'equazione (22), il momento d'inerzia J del tamburo che sarà differente a seconda dello strato considerato in quanto bisogna tener conto del differente diametro da considerare

$$J = \frac{1}{2} (m_t + p_f \cdot L_{tot,f}) \cdot (R_i^2 + R_e^2) \quad (22)$$

Dove

$$R_i = R_{base} - spessore = 0,2625 - 0,04 = 0,2225 \text{ m} \quad (23)$$

In tabella 8 sono riportati i valori di momento d'inerzia ai vari layer

Tab. 8: momenti d'inerzia tamburo

Layer	J [$kg \cdot m^2$]
1	44,4
2	47,1
3	50,0
4	53,0

Il diametro delle tubazioni idrauliche utilizzato è $d_{tubi} = 25$ [mm]. Con una portata di 150 [l/min], si ha una velocità dell'olio calcolata attraverso la seguente equazione

$$v_{olio} = \frac{4 \cdot q_v}{\pi d_{tubi}^2} = \frac{4 \cdot 150}{\pi \cdot (0,025)^2} \frac{dm^3/min}{dm} = 5,1 \frac{m}{s} \quad (24)$$

4. Descrizione del circuito relativo all'organo idraulico

In fase di simulazione si è voluta focalizzare l'attenzione sulla costruzione di un modello in grado di simulare il comportamento del circuito dell'organo con la massima portata consentita (150 l/min). Al fine di svincolare per quanto possibile tale porzione dall'impianto completo, nello schema di figura 9, il gruppo di alimentazione è rappresentato da una singola pompa che fornisce la portata massima necessaria mentre la direzione della portata viene gestita da un distributore 4/3. Nella realtà il gruppo di alimentazione dell'impianto completo, come visto in precedenza, è costituito da due pompe che erogano una portata superiore rispetto alla portata massima inviata al blocco organo, in modo da consentire l'alimentazione delle altre funzioni dell'impianto attraverso l'utilizzo del distributore load sensing. Inoltre, il filtro e lo scambiatore di calore non visibili nello schema di figura 9 ma presenti sulla linea di ritorno verranno tenuti in considerazione in fase di simulazione, in modo da tener conto delle perdite di carico sulla linea di ritorno.

Di seguito sono elencate le principali valvole oleodinamiche che costituiscono l'impianto.

- Valvola overcenter sulla linea di bassa pressione (ovc2)
- Valvola overcenter sulla linea di alta pressione (ovc1)
- Valvola logica (VL)
- Cover con limitatrice di pressione pilota della valvola logica (RV1)
- Cover con limitatrice pilota per funzione MOPS (RV2)
- Cover con valvola limitatrice proporzionale pilota per funzione AOPS/CT (PRV)
- Valvola direzionale con funzione di sequenza per sblocco freno (seq)
- Valvola selettiva per sblocco freno (sel1)
- Valvola selettiva per sblocco freno con accumulatore (sel2)
- Valvola riduttrice di pressione per sblocco freno in MOPS-AOPS (rid)
- Valvole di non ritorno (NR)
- Elettrovalvola direzionale per funzione AOPS-CT (dir2)
- Elettrovalvola direzionale per funzione MOPS (dir1)

Il funzionamento delle valvole principali verrà descritto nel corso dei paragrafi relativi alle diverse condizioni operative, mentre le grandezze caratteristiche delle valvole verranno riportate nel capitolo di simulazione in ambiente AMESim.

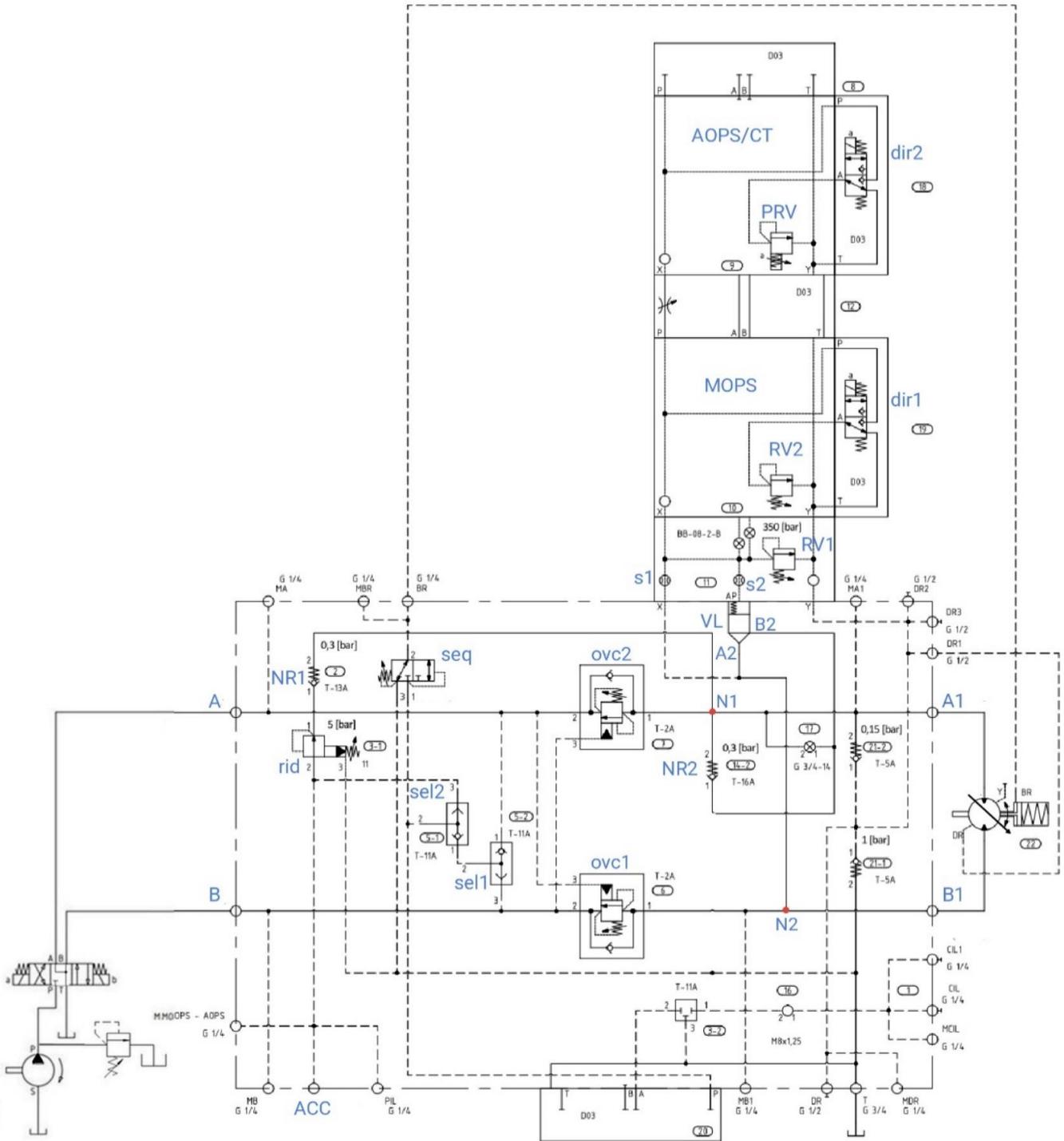


Fig. 9: circuito argano completo

Si distinguono principalmente 4 funzioni operative relative all'organo idraulico:

- Movimentazione del carico in funzionamento normale
- MOPS
- AOPS
- Tensione costante

4.1 Movimentazione del carico in funzionamento normale

Per descrivere questa modalità di funzionamento è stato utilizzato lo schema semplificato di figura 10, dove sono stati esclusi i componenti che contribuiscono all'esercizio delle altre funzioni e non intervengono in funzionamento normale, le quali verranno analizzate successivamente.

Oltre ovviamente al gruppo di alimentazione e utilizzatore, le valvole d'interesse in questa modalità di funzionamento sono:

- Valvola overcenter (ovc1) presente sulla linea B-B1 e (ovc2) presente sulla linea A-A1
- Valvola di sequenza per sblocco freno (seq)
- Valvole selettive per sblocco freno (sel1-sel2)

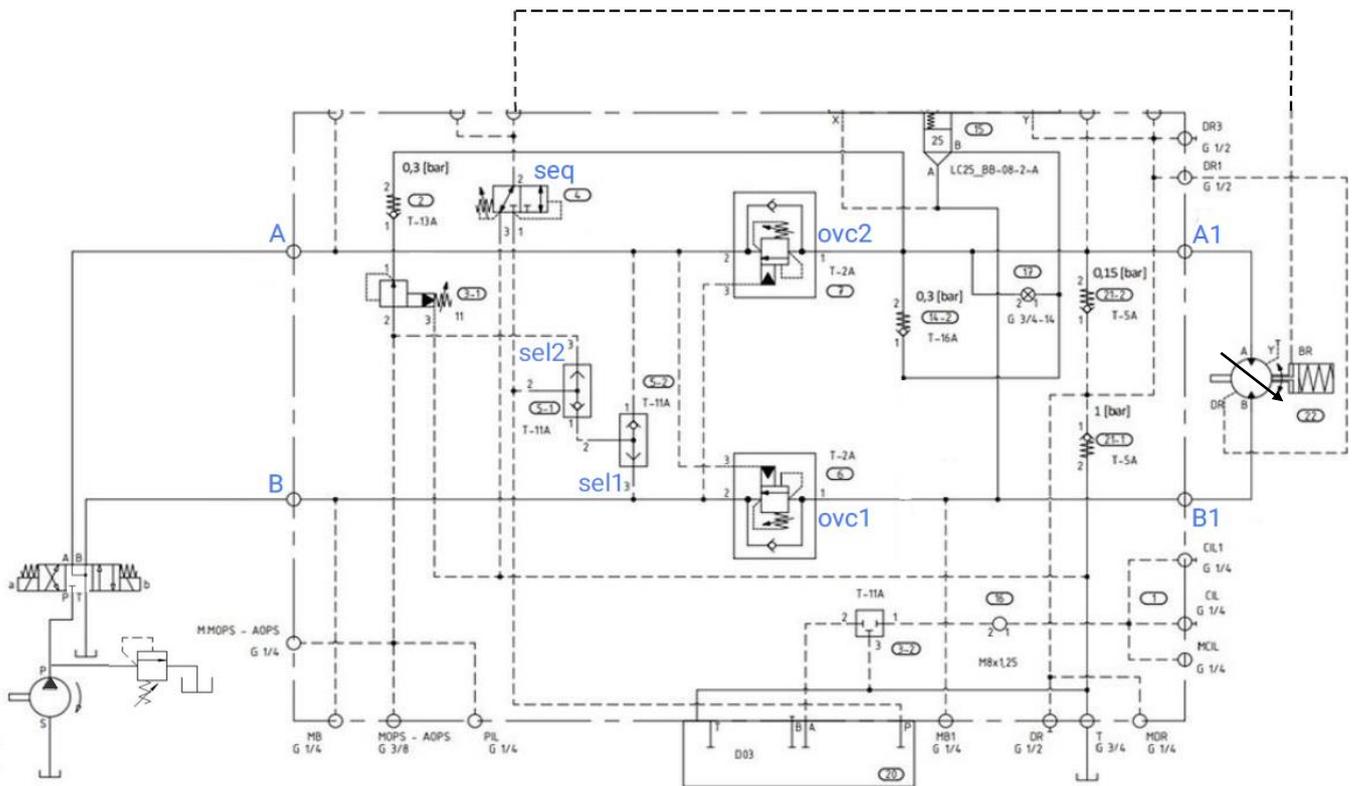


Fig. 10: circuito argano funzionamento normale

- **Valvole overcenter**

Le due valvole overcenter utilizzate hanno le stesse caratteristiche, tuttavia svolgono ruoli differenti all'interno dell'impianto. Generalmente è sufficiente una sola valvola per gestire il movimento di un carico sospeso in quanto la forza peso è diretta sempre nello stesso verso, ed è proprio questo il ruolo svolto dalla valvola ovc1. La valvola ovc2 invece, viene utilizzata sia per garantire una pressione sufficiente di sblocco freno durante la salita della fune a vuoto sia per permettere il corretto funzionamento delle funzioni MOPS e AOPS che verranno spiegate successivamente.

Un esempio di valvola overcenter volto a comprenderne il funzionamento è riportato in figura 11.

Essa è una valvola normalmente chiusa, costituita da un pistone di superficie S su cui agisce la pressione di pilotaggio del ramo opposto all'overcenter. Un otturatore viene tenuto in

posizione da una molla regolabile ad elevata rigidità agente sulla superficie s , minore di S , mentre la pressione alla porta B1 agisce sulla stessa superficie ma in direzione opposta.

Il rapporto $\alpha = S/s$ è definito rapporto di pilotaggio.

La valvola di non ritorno consente il flusso libero da B a B1.

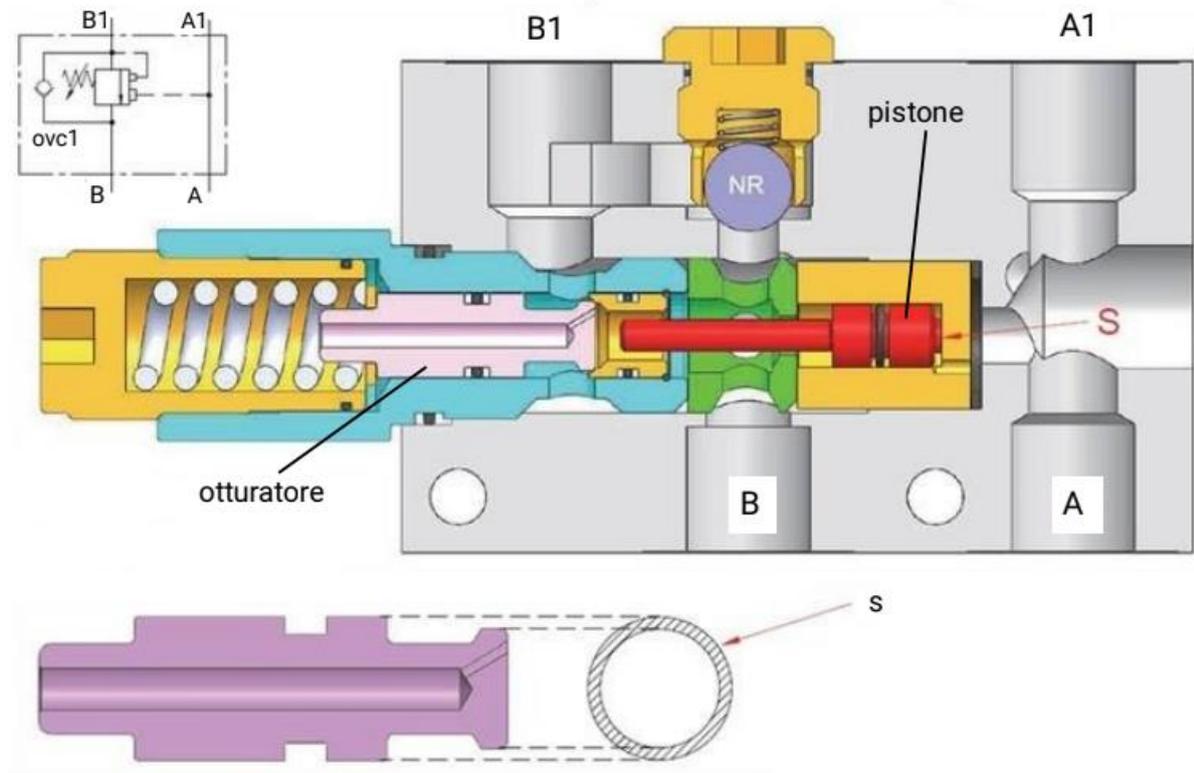


Fig. 11: valvola overcenter [2]

Facendo riferimento al circuito dell'organo mostrato in figura 10, durante la fase di salita, dunque in condizioni di carico resistente (velocità di rotazione e coppia al motore hanno direzione opposta), con il distributore in configurazione a frecce incrociate, la portata viene inviata attraverso la linea B-B1. Essa è costretta a passare attraverso la valvola di non ritorno in quanto la valvola ovc1 è chiusa poiché la pressione di pilotaggio che agisce su di essa è nulla.

In questa situazione dall'equilibrio al motore si ha:

$$P_{B1} = P_{A1} + \frac{C_e}{V_m \cdot \eta_{mh}} \quad (25)$$

Dove

- C_e = coppia esterna
- V_m = cilindrata
- η_{mh} = rendimento meccanico idraulico

La pressione $P_{A1} = 0$ fino a che la valvola ovc2 è chiusa impedendo il passaggio di portata e quindi il motore è fermo.

Mentre nel momento in cui

$$P_B \cdot \alpha > \frac{f_{m2}}{s} = p_{ovc2}^* \quad (26)$$

si ha la completa apertura della valvola ovc2 e la pressione P_{A1} dipenderà unicamente dalle perdite di carico attraverso la linea di ritorno al serbatoio.

f_{m2} è la forza esercitata dalla molla dell'ovc2.

Dunque, p_{ovc2}^* dovrà essere impostata in modo da consentire l'apertura della valvola durante il sollevamento ma sufficiente a garantire una pressione di sollevamento P_B che sia sempre superiore alla pressione di sblocco freno.

Durante la fase di discesa, con il distributore in configurazione a frecce parallele, si ha un carico di tipo trascicante in quanto velocità di rotazione e coppia all'albero motore hanno la stessa direzione. La portata viene quindi inviata al motore attraverso la linea A-A1 ed è costretta a passare attraverso la valvola di non ritorno in parallelo alla ovc2 in quanto quest'ultima è chiusa poiché adesso il ramo B-B1 è collegato a serbatoio. In assenza della valvola ovc1, poiché nel ramo B-B1 si avrebbe una pressione molto bassa data solo dalle perdite di carico sulla linea, il carico trascicante, non incontrando una resistenza tale da bilanciarlo, tenderebbe ad accelerare chiedendo sempre più portata alla pompa. Poiché la portata inviata dalla pompa è limitata, la pressione nel ramo A-A1 diminuirebbe sempre di più causando cavitazione alla bocca di ingresso al motore, situazione ovviamente dannosa. Per ovviare a tale problema la valvola ovc1 ha il ruolo di generare una contropressione alla mandata del motore in modo che la coppia al motore venga bilanciata e la velocità del motore controllata.

Al motore si avrà l'equazione di equilibrio:

$$P_{A1} + \frac{C_e}{V_m} \cdot \eta_{mh} = P_{B1} \quad (27)$$

Mentre la valvola ovc1 in regolazione fornisce:

$$P_A \cdot \alpha + P_{B1} = \frac{f_{m1}}{s} = p_{ovc1}^* \quad (28)$$

Combinando le equazioni (27) e (28) è possibile ottenere il valore di pressione P_A e P_{B1} attraverso le seguenti espressioni

$$P_A = \frac{p_{ovc1}^* - \frac{C_e}{V_m} \cdot \eta_{mh}}{1+\alpha} \quad (29)$$

$$P_{B1} = \frac{p_{ovc1}^* + \alpha \frac{C_e}{V_m} \cdot \eta_{mh}}{1+\alpha} \quad (30)$$

Dal grafico in figura 12 è possibile notare che nel caso di carico trascinante, all'aumentare del carico la pressione P_{B1} aumenta mentre la pressione P_A diminuisce ed il loro valore dipende inoltre dalla pressione di taratura p_{ovc1}^* e dal rapporto di pilotaggio.

Per scegliere in modo adeguato il valore di p_{ovc1}^* ed α bisogna verificare che quando il carico è massimo, il valore di P_{A1} sia comunque superiore al valore P_{br}^* in modo che il freno sia sempre completamente disinnescato durante il movimento del carico.

Inoltre, un'altra condizione da rispettare è che p_{ovc1}^* sia almeno 1,3 volte superiore al massimo valore di P_{B1} raggiunto, in modo da mantenere il carico sospeso a prescindere dal freno, quando non viene inviata portata (distributore in posizione centrale).

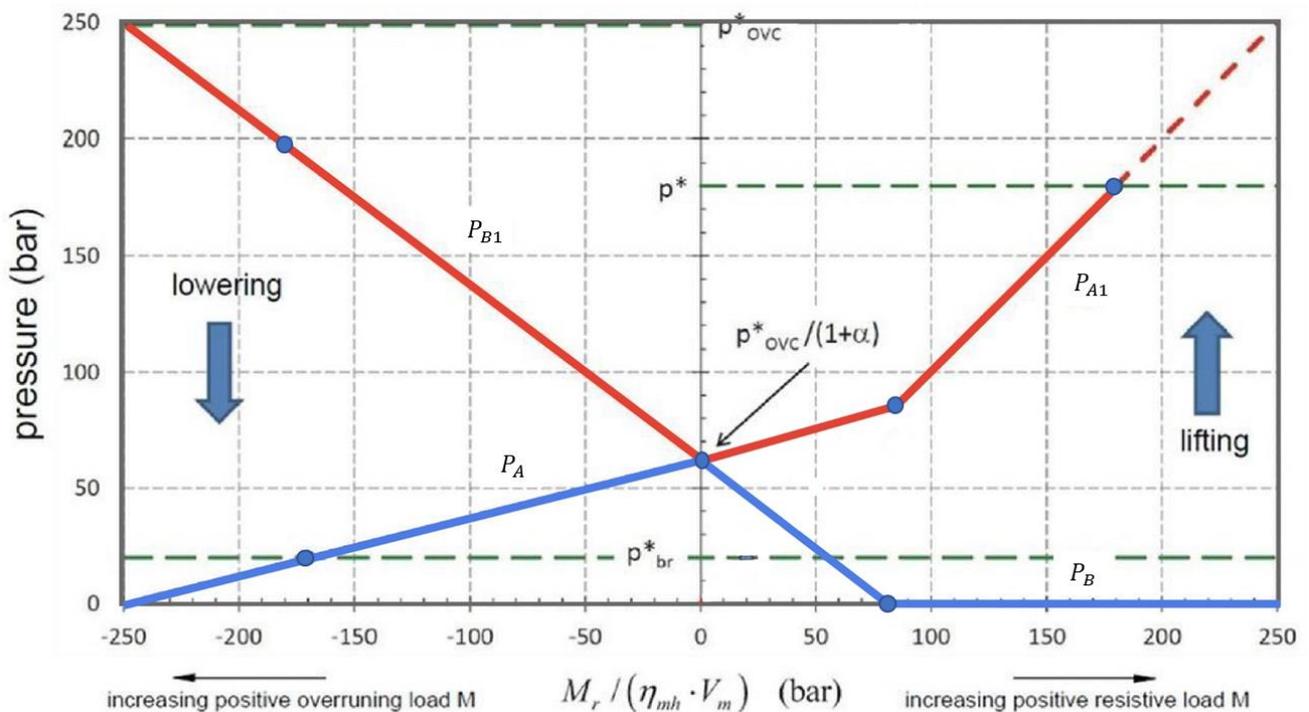


Fig. 12: caratteristica di regolazione overcenter [2]

La funzione di sblocco freno in funzionamento normale viene invece gestita dalla valvola selettoria (sel1) e dalla valvola di sequenza (seq).

- **La valvola selettoria** rappresentata in figura è una valvola a tre vie. La porta 1 è collegata alla linea A-A1 mentre la porta 3 è collegata alla linea B-B1. Un otturatore a sfera chiude il passaggio tra la porta a pressione minore (1 o 3) e la porta 2 che è collegata alla valvola di sequenza nel caso in esame.

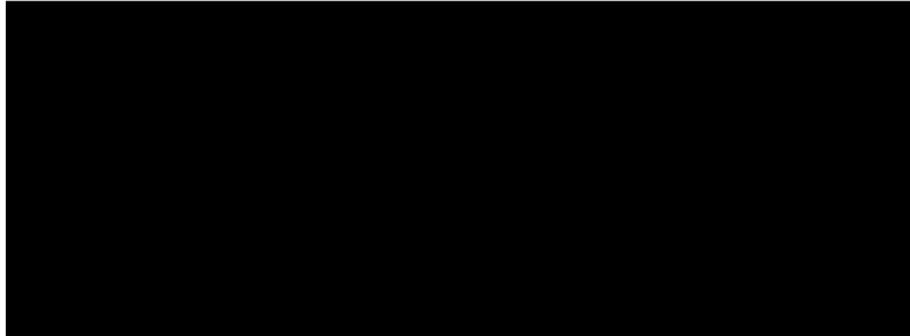


Fig. 13: valvola selettoria [12]

- **La valvola di sequenza** mostrata secondo simbologia ISO in figura 14 è una valvola a 3 vie, 2 posizioni. A riposo si ha il collegamento tra la porta 2 e la porta 3. In queste condizioni poiché la porta 3 è collegata a serbatoio e la porta 2 al pistone del freno, il pistone riceve una pressione nulla e quindi si ha la massima coppia frenante. Quando la pressione selezionata dalla valvola selettoria, in ingresso alla porta 1 supera il valore di taratura della molla, il cassetto si sposta aprendo il passaggio tra la porta 1 e la porta 2 con conseguente rilascio del freno che avrà una pressione di taratura inferiore. Il ruolo svolto dalla valvola di sequenza è quindi di mantenere al freno una pressione nulla fin tanto che la pressione alla porta 1 è inferiore alla pressione di taratura, in modo che al pistone del freno non si abbiano pressioni inferiori alla pressione di sblocco. In questo modo si evita di avere condizioni di esercizio con freno parzialmente sbloccato.

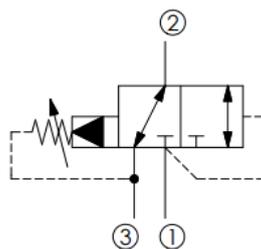


Fig. 14: valvola di sequenza (simbolo ISO)

4.2 Funzioni di emergenza MOPS e AOPS

Durante la movimentazione di un carico tra un'imbarcazione sulla quale è fissata la gru e un'altra di destinazione del carico, potrebbero verificarsi le condizioni per cui l'argano deve rilasciare la fune e quindi il carico, che potrebbe essere rimasto incastrato nell'imbarcazione di destinazione in movimento. In queste condizioni, per evitare danni al sistema di sollevamento, superata una certa coppia la fune deve essere rilasciata con una velocità imposta dal carico vincolato all'imbarcazione in movimento. A tal proposito viene utilizzato il sistema MOPS (manual overload protection system) che come suggerito dal nome, consiste in un sistema manuale di protezione da sovraccarico attivato manualmente dall'operatore e il sistema AOPS (automatic overload protection system) attivato invece in modo automatico.

4.2.1 MOPS

Visibile in figura 15, dove le frecce indicano la direzione della portata, per realizzare il sistema MOPS, al circuito corrispondente al funzionamento normale, vengono aggiunti i seguenti elementi.

- valvola logica (VL)
- cover con limitatrice di pressione (RV1)
- cover con limitatrice di pressione (RV2)
- elettrovalvola direzionale 3 vie 2 posizioni (dir1)
- valvola selettiva (sel2)
- valvola riduttrice (rid)
- valvole di non ritorno (NR1, NR2)

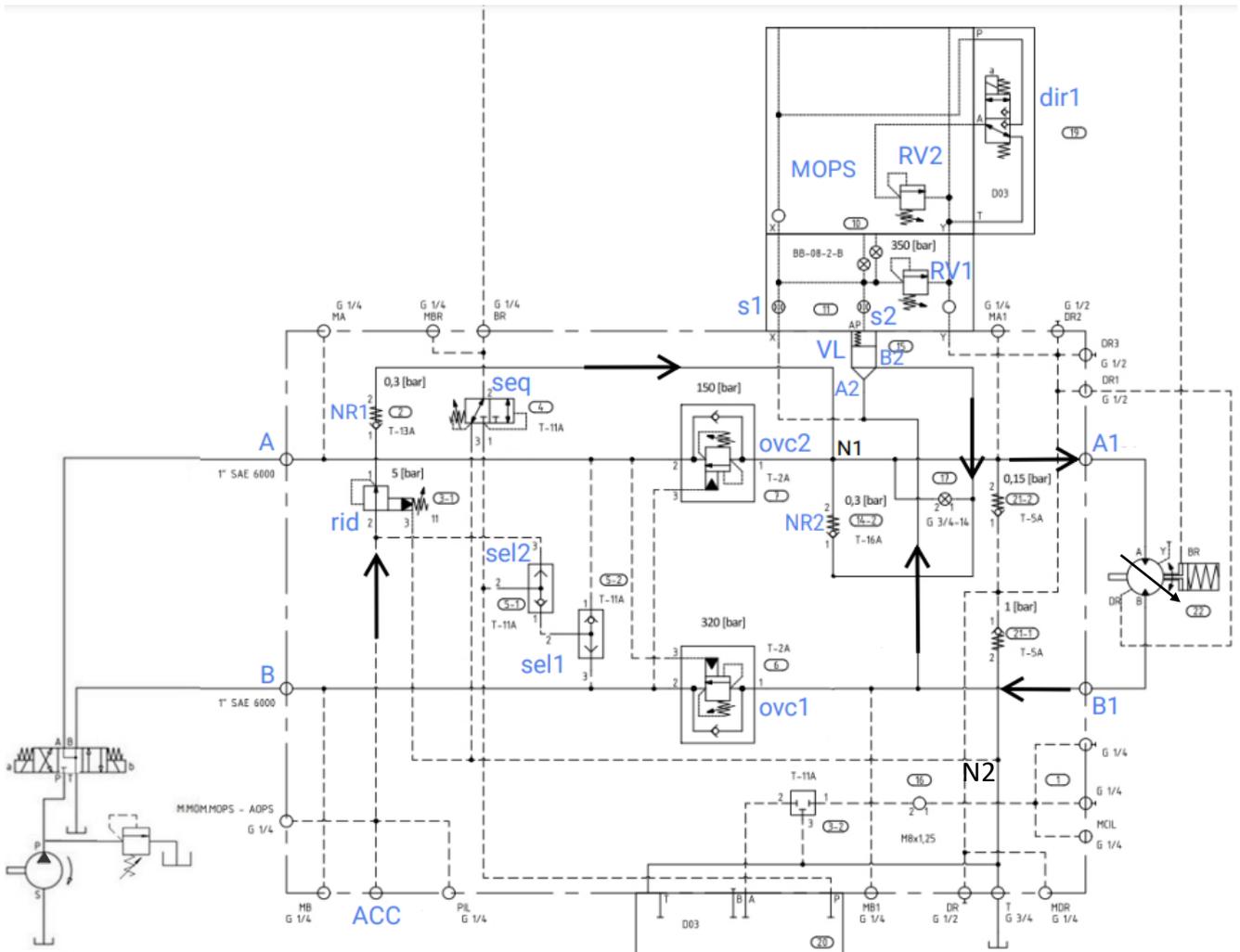


Fig. 15: circuito in funzionamento MOPS

Visibile in figura 16, la valvola a cartuccia di tipo slip-in, è costituita da un elemento logico (VL) che inserito all'interno del blocco valvole, è sostanzialmente un otturatore (poppet) in grado di scorrere all'interno della camicia (sleeve). In condizioni di riposo l'otturatore viene tenuto in posizione dalla forza esercitata da una molla non tarabile chiudendo il passaggio tra la porta A2 e la porta B2. La cover, inserita sopra l'elemento logico, ospita una valvola di dimensioni inferiori che costituisce lo stadio pilota.

A seconda della tipologia di otturatore è possibile avere una superficie di influenza alla porta A2, una superficie di influenza alla porta B2 (anulare) e una superficie di influenza lato molla che sarà la somma delle due.

Nel caso in esame è stato utilizzato un otturatore dove la superficie di influenza alla porta B2 è nulla; dunque, la molla e la porta A2 insistono sulla medesima superficie, mentre come stadio pilota viene utilizzata una cover ospitante una valvola limitatrice di pressione (RV1) per proteggere il circuito da picchi di pressione. Una cover con limitatrice pilota (RV2) viene utilizzata per realizzare la funzione MOPS.

La pressione in A2 di apertura della valvola dipende unicamente dalla taratura della molla dello stadio pilota con principio di funzionamento corrispondente ad una normale valvola limitatrice pilotata descritta nei capitoli precedenti.

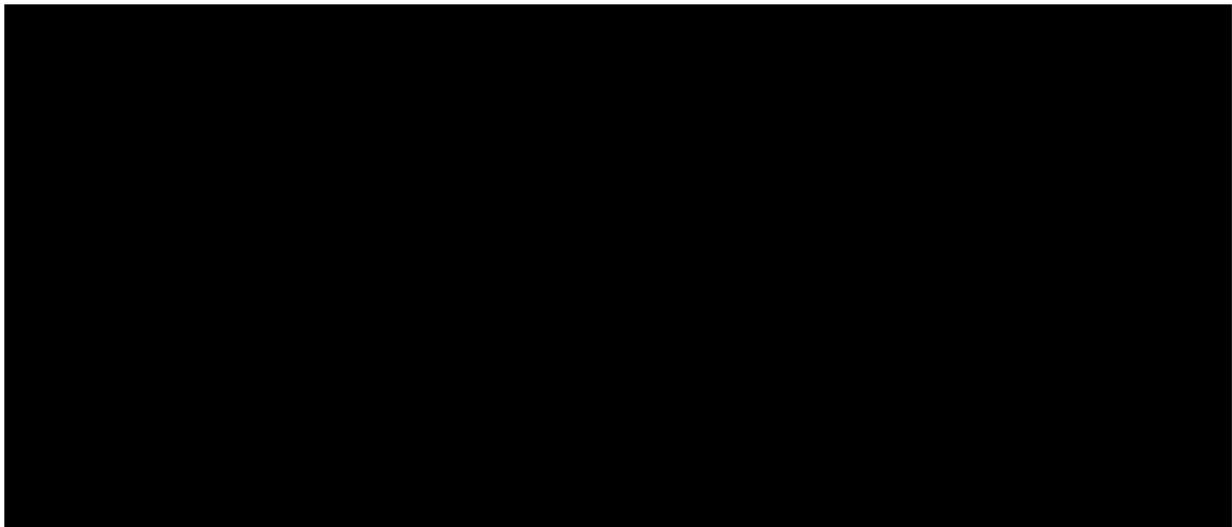


Fig. 16: valvola slip-in (elemento logico e cover) [13]

Dal circuito è possibile notare che tra la porta A2 della valvola e lo stadio pilota (RV2) è presente una elettrovalvola direzionale 3/2 (dir1). Durante la normale movimentazione del carico, poiché la valvola dir1 impedisce il passaggio di portata attraverso lo strozzatore funzionale S1, si ha la medesima pressione alla porta A2 e nella camera della molla. Quindi, in tale condizione, indipendentemente dalla pressione in A2 l'otturatore rimane chiuso, spinto dalla forza della molla.

Quando l'operatore attiva la funzione MOPS, la valvola direzionale 3/2 viene attivata dal solenoide e posta nella configurazione in cui la porta A2 dell'elemento logico e la RV2 sono comunicanti. Contemporaneamente, il distributore è posto in posizione centrale, quindi il circuito non riceve più portata. Se la pressione in B1 (e quindi in A2) generata dal carico, supera il valore di taratura dello stadio pilota RV2 l'otturatore va in regolazione consentendo il passaggio di portata da A2 a B2 e mantenendo costante la pressione in A2.

La pressione di taratura della RV2 deve inoltre essere inferiore alla pressione di taratura della valvola ovc1 in modo che questa rimanga chiusa poiché la pressione di pilotaggio $P_A = 0$. Avremo dunque una pressione alla bocca B1 limitata.

All'altro capo del motore, viene imposta la pressione proveniente dall'accumulatore che è mantenuta costante dalla valvola riduttrice (rid). A monte della riduttrice (rid) si ha una pressione maggiore (40 bar) mantenuta dalla riduttrice presente nel blocco accumulatore descritto nei capitoli precedenti. Il ramo accumulatore-riduttrice è collegato attraverso un nodo alla valvola selettiva (sel2) che selezionando la pressione proveniente dall'accumulatore consente l'apertura della valvola di sequenza (seq) e quindi il rilascio del freno per tutta la durata della funzione.

Poiché la pressione in B è nulla, la valvola ovc2 rimane chiusa in quanto la pressione imposta dall'accumulatore (5 bar) non è abbastanza alta da consentire l'apertura della valvola. La valvola di non ritorno NR2 consente il passaggio di portata in una sola direzione da B2 al nodo N1, mentre la non ritorno NR1 consente il passaggio di portata dall'accumulatore al nodo N1 e non viceversa.

Al nodo N1 si avrà quindi la somma tra la portata proveniente dall'accumulatore e la portata proveniente dalla porta B2 dell'elemento logico. Poiché come detto, la valvola ovc2 è chiusa, tale portata andrà in ingresso alla porta A1 del motore.

In questa condizione, il carico trascinante impone la velocità di rotazione al motore, che comportandosi da pompa, richiede una portata dipendente dalla velocità imposta e si realizza in questo modo un circuito chiuso in cui la portata in uscita dal motore è uguale alla portata in ingresso. Tuttavia, a causa del rendimento volumetrico, il motore chiederebbe una portata maggiore rispetto a quella inviata. Per ovviare a tale problema il ruolo dell'accumulatore è quindi proprio quello di compensare la portata persa in modo che la portata in ingresso al motore sia sempre pari a quella richiesta. L'accumulatore dovrà dunque essere dimensionato in modo da garantire il volume d'olio richiesto durante tutta la durata della funzione MOPS (o AOPS).

La norma EN 13852 stabilisce che per il sistema di sollevamento in esame, il sistema MOPS debba essere dimensionato in modo da consentire il rilascio della fune ad una velocità massima di 105 m/min corrispondente a circa il 90% della velocità limite del motore. Inoltre, deve consentire il rilascio della fune quando il peso del carico applicato è superiore al 15% del carico nominale.

Nel caso in esame, il motore ha una velocità limite di rotazione $\omega_{M,MAX} = 3900 \text{ rpm}$ e per rilasciare la fune ad una velocità massima di 105 m/min il motore raggiungerà una velocità calcolata dall'equazione (31)

$$\omega_M = \frac{105 \frac{m}{min} \cdot \tau}{D_4 \cdot \pi} = 3466 \text{ rpm} \quad (31)$$

Mentre essendo l'argano in configurazione a tre tiri la velocità massima di rilascio del carico sarà di 35 m/min.

Poiché il carico nominale è pari a 11,5 t allora attivando il sistema MOPS, il motore (comportandosi da pompa) deve consentire il rilascio della fune quando si ha un carico minimo pari a:

$$P_{MOPS} = 0,15 \cdot 11,5 \text{ t} = 1,7 \text{ t} \quad (32)$$

Che genera una tensione:

$$T = 1,7 \cdot 1000 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 16,8 \text{ kN} \quad (33)$$

Poiché la configurazione è a 3 tiri allora la tensione alla fune direttamente collegata all'argano sarà pari a:

$$T_{fune} = \frac{T}{3} = 5,6 \text{ kN} \quad (34)$$

La coppia al tamburo sarà:

$$C_T = T_{fune} \cdot \frac{D_4}{2} = 1744 \text{ Nm} \quad (35)$$

Mentre la coppia al motore e il ΔP al motore si ricavano dall'equazioni (36) e (37):

$$C_m = C_T \cdot \frac{\eta_m}{\tau} = 24,5 \text{ Nm} \quad (36)$$

$$\Delta P = \frac{C_m}{V_m} \cdot 20 \cdot \pi \cdot \eta_{mh} = 18,3 \text{ bar} \quad (37)$$

La pressione di taratura della valvola (RV2) e della riduttrice (rid) a valle dell'accumulatore, dovranno essere tali da garantire al motore (in funzionamento da pompa) un ΔP ricavato dall'equazione (37) in modo da permettere il rilascio del carico una volta raggiunto il corrispondente valore di coppia. In fase di simulazione tenendo conto delle varie perdite di carico verranno trovati i valori di taratura e le pressioni corrispondenti.

4.2.2 AOPS

Il sistema AOPS costituisce un sistema automatico di protezione da sovraccarico, il cui funzionamento è analogo al MOPS tranne che per il modo e il valore del carico di attivazione. Per realizzare tale funzione al circuito idraulico precedente viene aggiunta una cover ospitante una valvola limitatrice di pressione proporzionale (PRV) e una valvola direzionale (dir2).

Nel circuito di figura 17 è possibile visualizzare le valvole (PRV) e (dir2) e la direzione della portata che è analoga al funzionamento MOPS.

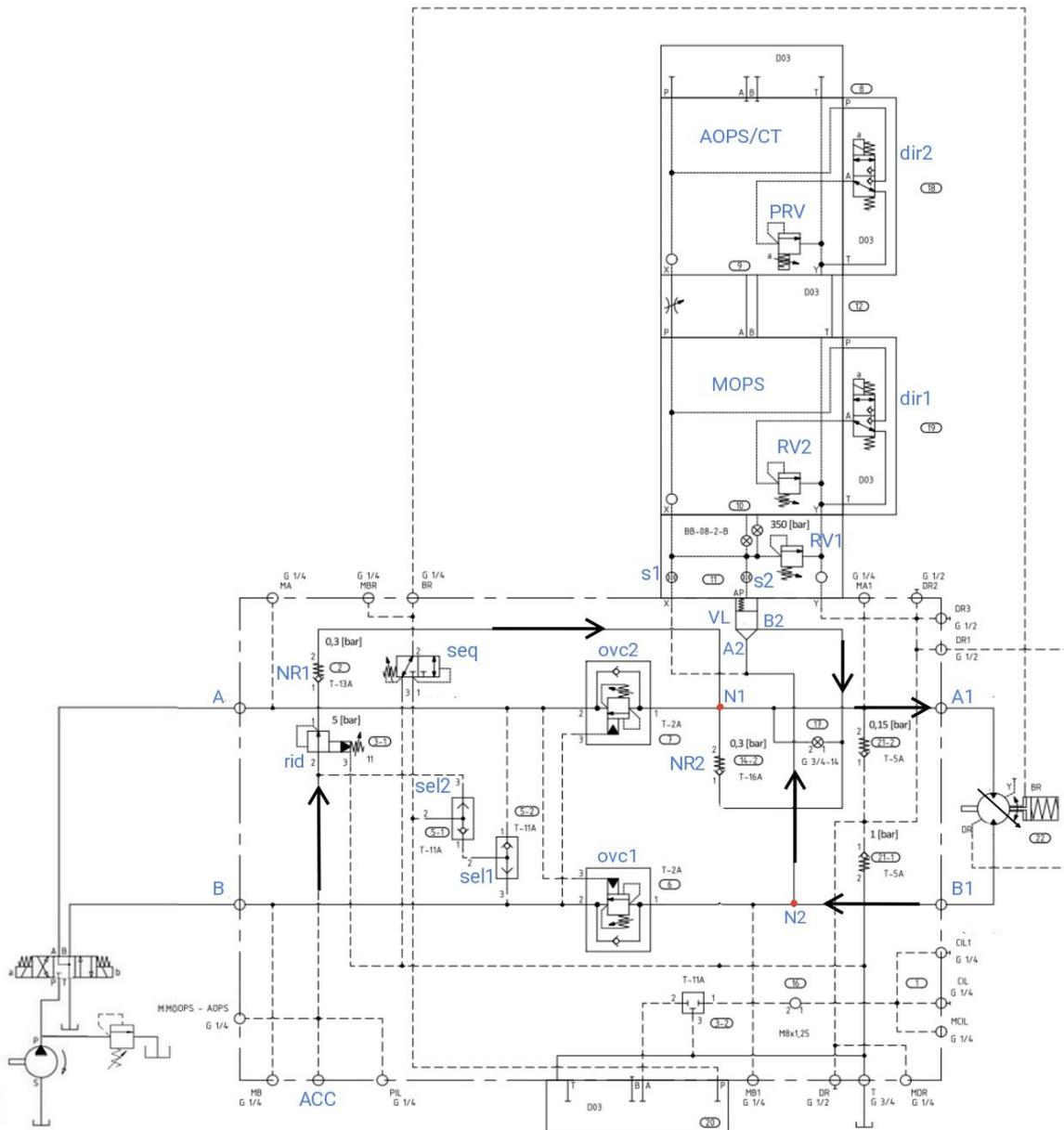


Fig. 17: circuito con valvole per funzionamento AOPS

La valvola limitatrice di pressione proporzionale è una tipologia di valvola limitatrice dove la taratura della molla viene regolata in base al segnale di corrente ricevuto dal solenoide. Il funzionamento invece è quello di una normale valvola limitatrice già descritto in precedenza. Questa valvola viene utilizzata nel circuito in modo da permettere sia il funzionamento AOPS sia il funzionamento in tensione costante ma con due valori di taratura differenti.

L'AOPS, a differenza del MOPS, viene attivato in modo automatico e deve permettere il rilascio del carico una volta raggiunta la pressione di taratura della valvola PRV che sarà maggiore rispetto al valore di taratura della valvola RV2 utilizzata per il MOPS.

In particolare, una cella di carico posta sull'estremità del braccio della gru, leggendo un valore di carico maggiore del valore consentito, invia un segnale alla valvola direzionale di comando dell'accumulatore per lo sblocco freno e la sovralimentazione, alla valvola PRV in modo da aumentarne la taratura al valore desiderato e alla valvola dir2 in modo che l'elemento logico possa andare in regolazione imponendo così un ΔP costante ai capi del motore, mentre la velocità massima di rilascio del carico è pari a quella calcolata precedentemente per il sistema MOPS.

Considerando che il sistema AOPS deve rilasciare il carico quando questo supera un valore pari a 1,2 volte il carico nominale allora si avrà:

$$P_{AOPS} = 1,2 \cdot 11,5 t = 14 t \quad (38)$$

Che genera una tensione:

$$T = 14 \cdot 1000 kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 16,8 kN \quad (39)$$

Poiché la configurazione è a 3 tiri allora la tensione alla fune direttamente collegata all'argano sarà pari a:

$$T_{fune} = \frac{T}{3} = 45780 N \quad (40)$$

La coppia al tamburo sarà:

$$C_T = T_{fune} \cdot \frac{D_4}{2} = 14260 Nm \quad (41)$$

Mentre la coppia al motore e il ΔP al motore si ricavano dall'equazioni (42) e (43):

$$C_m = C_T \cdot \frac{\eta_m}{\tau} = 200,8 Nm \quad (42)$$

$$\Delta P = \frac{C_m}{V_m} \cdot 20 \cdot \pi \cdot \eta_{mh} = 149,9 bar \quad (43)$$

4.2.3 Dimensionamento accumulatore

L'accumulatore, come già detto, ha il ruolo di fornire una portata tale da compensare le perdite di portata durante il funzionamento del MOPS o AOPS.

Per dimensionare l'accumulatore bisogna trovare il volume V_0 secondo la formula riportata nel paragrafo relativo al blocco accumulatore e riportata nuovamente per comodità di visualizzazione.

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{\frac{1}{n_1}} \cdot \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{n_2}} - 1\right)} \quad (44)$$

Il calcolo del volume d'olio ΔV che deve essere fornito dall'accumulatore viene svolto considerando che il sistema sia attivo per la durata di 60 secondi alla massima velocità consentita dal motore, ricavata in precedenza e pari a 3466 rpm.

Conoscendo la velocità del motore (in comportamento da pompa) è possibile calcolare la portata richiesta:

$$Q_{in} = V_m \cdot \frac{\omega_M}{1000} = 80 \frac{cm^3}{giro} \cdot \frac{3466}{1000} rpm = 277,2 \frac{l}{min} \quad (45)$$

Mentre la portata inviata considerando un rendimento volumetrico $\eta_V = 0,95$ sarà:

$$Q_{out} = V_m \cdot \frac{\omega_M}{1000} \cdot \eta_V = 80 \frac{cm^3}{giro} \cdot \frac{3466 \cdot 0,95}{1000} rpm = 263,3 \frac{l}{min} \quad (46)$$

La differenza tra le due portate corrisponderà al volume d'olio al minuto perso dal motore, che sarà dunque:

$$\Delta Q = Q_{in} - Q_{out} = 13,9 \frac{l}{min} \quad (47)$$

Considerando 1 minuto di funzionamento in cui viene rilasciata una quantità di fune pari a 105 m (poiché la velocità della fune è di 105 m/min), si avrà allora un volume d'olio da fornire pari a 13,9 l.

Considerando che per tutta la durata del funzionamento l'accumulatore deve garantire una sufficiente pressione di sblocco freno che è pari a 26 bar e che la valvola di sequenza (seq) è tarata a 28 bar, allora viene considerata una pressione finale di esercizio $P_1 = 33 \text{ bar}$ in modo da avere di certo una pressione abbastanza elevata.

Poiché come visto in precedenza si ha $P_0 = 0,9 \cdot P_1 = 30 \text{ bar}$, considerando una pressione massima all'accumulatore $P_2 = 140 \text{ bar}$ e un coefficiente della politropica $n_2 = 1,74$ e dell'isoterma $n_1 = 1$, si ottiene dall'equazione (44) un volume nominale dell'accumulatore pari a 50l.

4.3 Funzionamento in tensione costante

Durante la movimentazione di carichi tra una piattaforma offshore e un'imbarcazione, o tra due imbarcazioni, potrebbe essere necessario mantenere un carico poggiato sulla superficie dell'acqua o su una imbarcazione per un certo periodo di tempo. Tuttavia, una volta poggiato il carico il moto ondoso tenderebbe a far diventare la fune, a cui è collegato il carico, più lasca durante la fase di salita dell'onda e più tesa durante la fase di discesa con conseguente distacco del carico dalla superficie di appoggio.

Per ovviare a tale problema il circuito dell'organo idraulico è dotato di un sistema chiamato sistema in tensione costante (o constant tension system) attraverso cui è possibile mantenere una tensione idealmente costante. In realtà, come vedremo, a causa dei rendimenti del sistema, la tensione non sarà esattamente costante ma compresa tra un valore minimo e un valore massimo. Tuttavia, dovrà comunque essere garantito un valore minimo tale da avere la fune sempre in tensione (non lasca) e un valore massimo che non sia ovviamente superiore al peso del carico.

Tale sistema viene realizzato utilizzando una cover ospitante la limitatrice pilota proporzionale PRV, e l'elettrovalvola direzionale dir2.

In figura 18 è visibile il circuito idraulico dove le frecce indicano la direzione della portata durante il funzionamento.

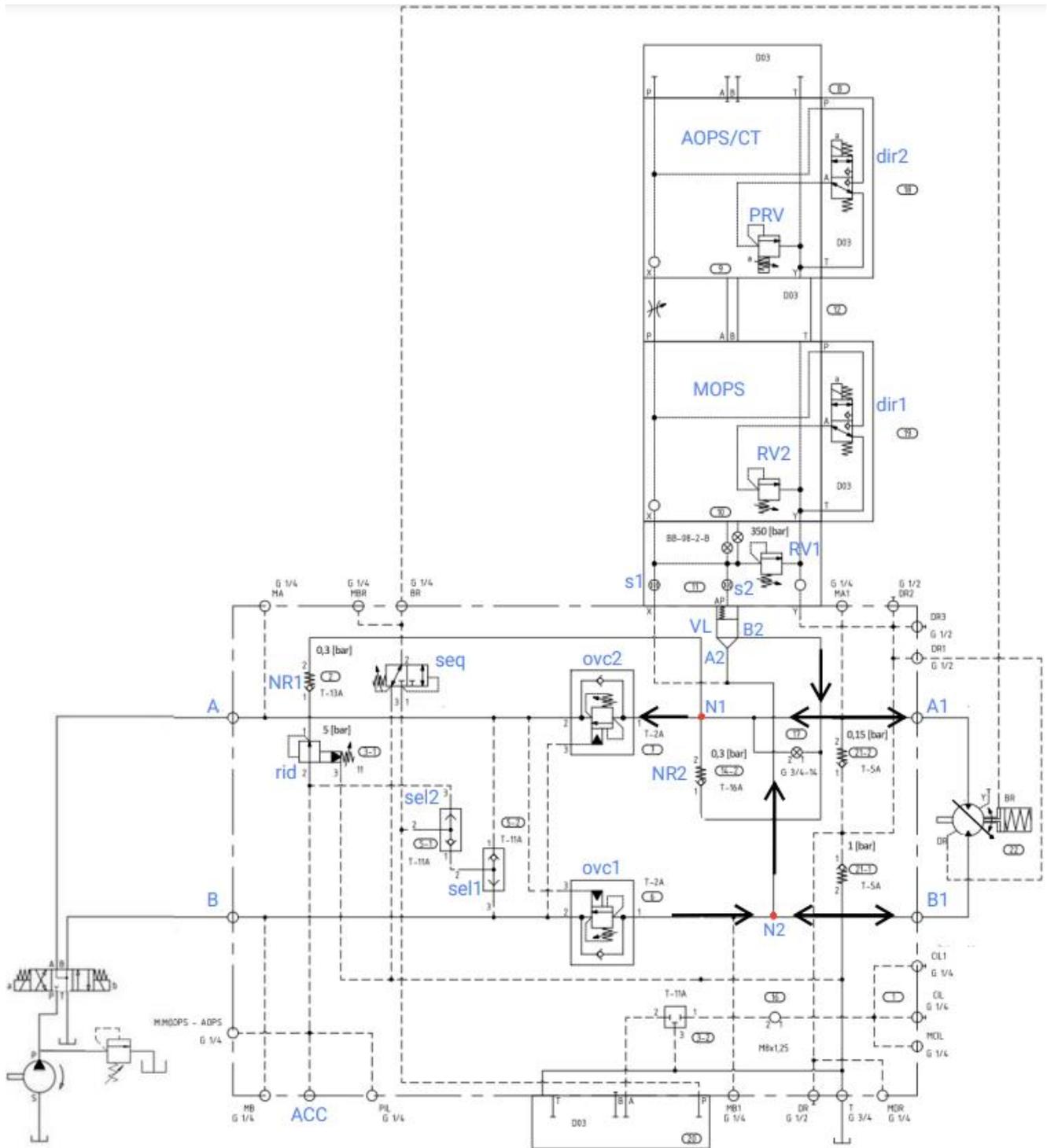


Fig. 18: circuito con funzionamento in tensione costante

Il sistema in tensione costante viene attivato manualmente dall'operatore attraverso un interruttore che invia un segnale di corrente al solenoide della valvola direzionale dir2.

La valvola direzionale una volta eccitata dal solenoide si pone nella configurazione che mette in collegamento la porta A2 dell'elemento logico alla limitatrice proporzionale (PRV).

Il distributore è mantenuto in posizione tale da inviare la portata massima proveniente dalla pompa attraverso la linea B-B1 giungendo al nodo N2 dove la pressione viene imposta dalla limitatrice (PRV) quando è in regolazione.

Sul ramo in corrispondenza del nodo N1, la pressione dipende unicamente dalle perdite di carico sulla linea di ritorno in quanto l'ovc2 sarà aperta grazie alla pressione di pilotaggio sul ramo opposto e la portata sarà sempre costante. In questo modo si ha un ΔP costante imposto al motore.

Il ΔP imposto al motore dovrà essere tale da generare una coppia che si traduce in una tensione alla fune abbastanza inferiore rispetto al peso del carico in quanto se così non fosse il carico verrebbe sollevato e non tenuto in posizione.

Una volta posizionato il carico sulla superficie di appoggio la tensione viene mantenuta al valore corrispondente alla coppia erogata dal motore.

Durante la fase di salita dell'onda la tensione della fune viene mantenuta costante grazie all'azione che avvolge la fune, impedendo alla tensione di diminuire, con una velocità dipendente dalla velocità dell'onda che determina la portata richiesta.

Durante la fase di discesa dell'onda la tensione alla fune tende ad aumentare, allora il motore, comportandosi in questo caso da pompa, va ad equilibrare la coppia rilasciando il carico con una velocità dipendente dall'onda.

La portata massima richiesta in base alla velocità massima imposta dall'onda sarà differente a seconda che il motore si comporti da motore o da pompa in quanto questa dipende dal rendimento volumetrico e la direzione della portata dipende dalla direzione di rotazione.

Per quanto concerne il valore di coppia al motore anch'essa sarà differente in base al comportamento da motore o da pompa in quanto si ha una differente influenza del rendimento meccanico idraulico così come del rendimento meccanico del motoriduttore.

Si ha quindi una tensione alla fune che oscillerà tra un valore minimo e un valore massimo a causa dei rendimenti di motore e riduttore.

Questo comportamento sarà evidente in fase di simulazione.

CAPITOLO 4. Simulazioni del circuito argano in ambiente

AMESim

1. Descrizione software AMESim

AMESim è un programma di modellazione e simulazione sviluppato per l'analisi di sistemi monodimensionali. AMESim consente all'utente di modellare e analizzare sistemi multidisciplinari utilizzando i componenti disponibili nelle sue librerie. Dispone di librerie di controllo segnale, idrauliche, elettroniche, pneumatiche e meccaniche. Nella versione student edition, utilizzata in questo lavoro di tesi, sono tuttavia presenti delle limitazioni che, come vedremo nei capitoli successivi, hanno portato a determinate scelte. I componenti sono rappresentati graficamente da un'icona secondo le normative in vigore.

Il software si riassume in 4 modalità di funzionamento:

- 1) Sketch
- 2) Sub-model
- 3) Parameter
- 4) Simulation

La figura 1 mostra l'interfaccia grafica del software.

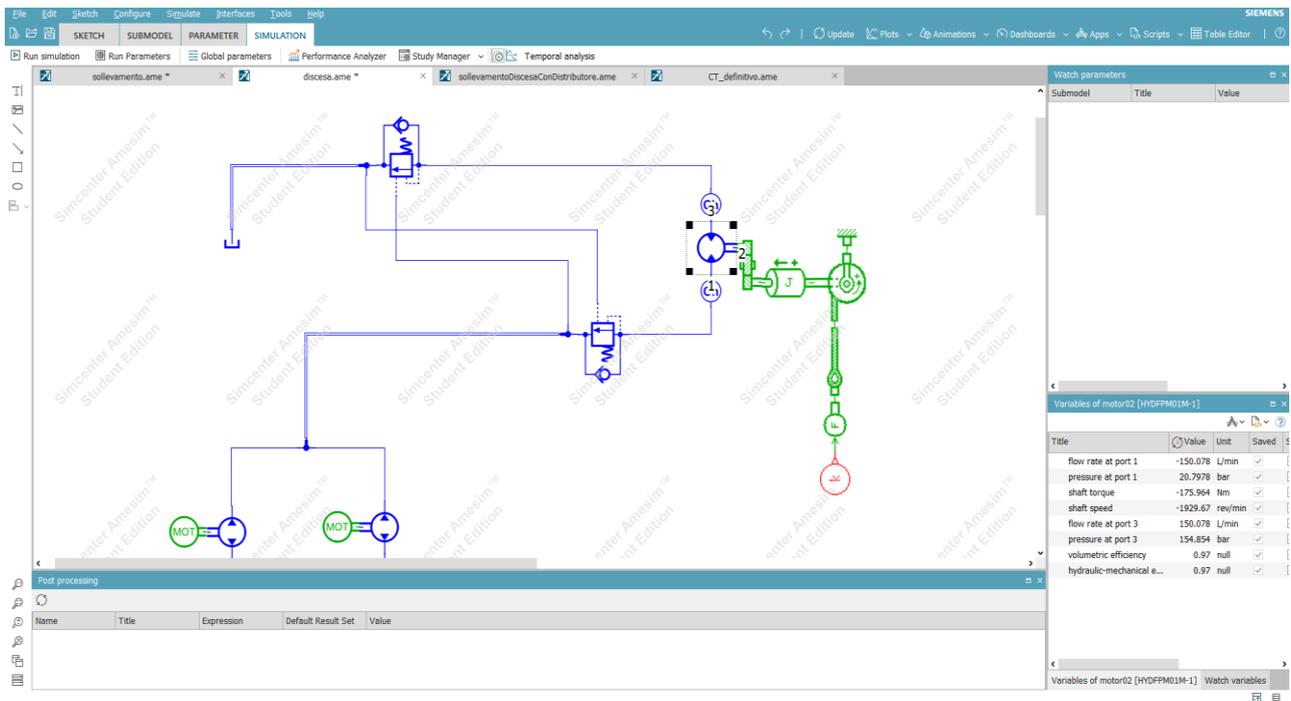


Fig. 1: interfaccia software AMESim

Nella modalità “sketch”, è possibile costruire il modello di sistema che si vuole studiare, attraverso l’utilizzo di componenti presenti nelle varie librerie. Ogni componente è costituito da linee di connessione che consentono di mettere in comunicazione due o più componenti. Tuttavia, se si tenta di collegare due o più componenti che non sono caratterizzati dalla stessa grandezza alla porta di connessione, il software restituisce un messaggio di errore, impedendo di accoppiare i componenti e procedere con le modalità successive. Nella modalità “sub-model” l’utente assegna i sotto modelli messi a disposizione dal programma. Nella modalità “parameter”, l’utente inserisce il valore dei parametri scelti ad ogni sotto modello, come ad esempio il valore di velocità di rotazione di un motore elettrico, oppure la pressione di taratura di una valvola e così via. Mentre alcune grandezze sono calcolate dal software, attraverso l’utilizzo di determinate equazioni, come conseguenza dei valori di input. In fine, nella modalità “simulation”, è possibile impostare il tempo di simulazione e l’intervallo di tempo per il calcolo dei risultati. Una volta avviata la simulazione è possibile ricavare i grafici che mostrano l’andamento nel tempo di varie grandezze, come perdite di carico ad una valvola, velocità di rotazione di un motore e così via.

Per quanto concerne le simulazioni di funzionamento dell’impianto in ambiente AMESim, si è deciso di costruire il circuito dell’organo completo e di simulare, con input diversi in base alla funzione, il circuito nelle varie condizioni operative descritte in precedenza ricavando le grandezze caratteristiche.

2. Simulazione funzionamento normale

Di seguito è stata realizzata una lista di componenti utilizzati riportando i valori caratteristici richiesti dal software.

I componenti che non influenzano questa condizione operativa verranno riportati nei paragrafi successivi.

Facendo riferimento al circuito costruito in AMESim rappresentato in figura 2, si hanno i seguenti componenti:

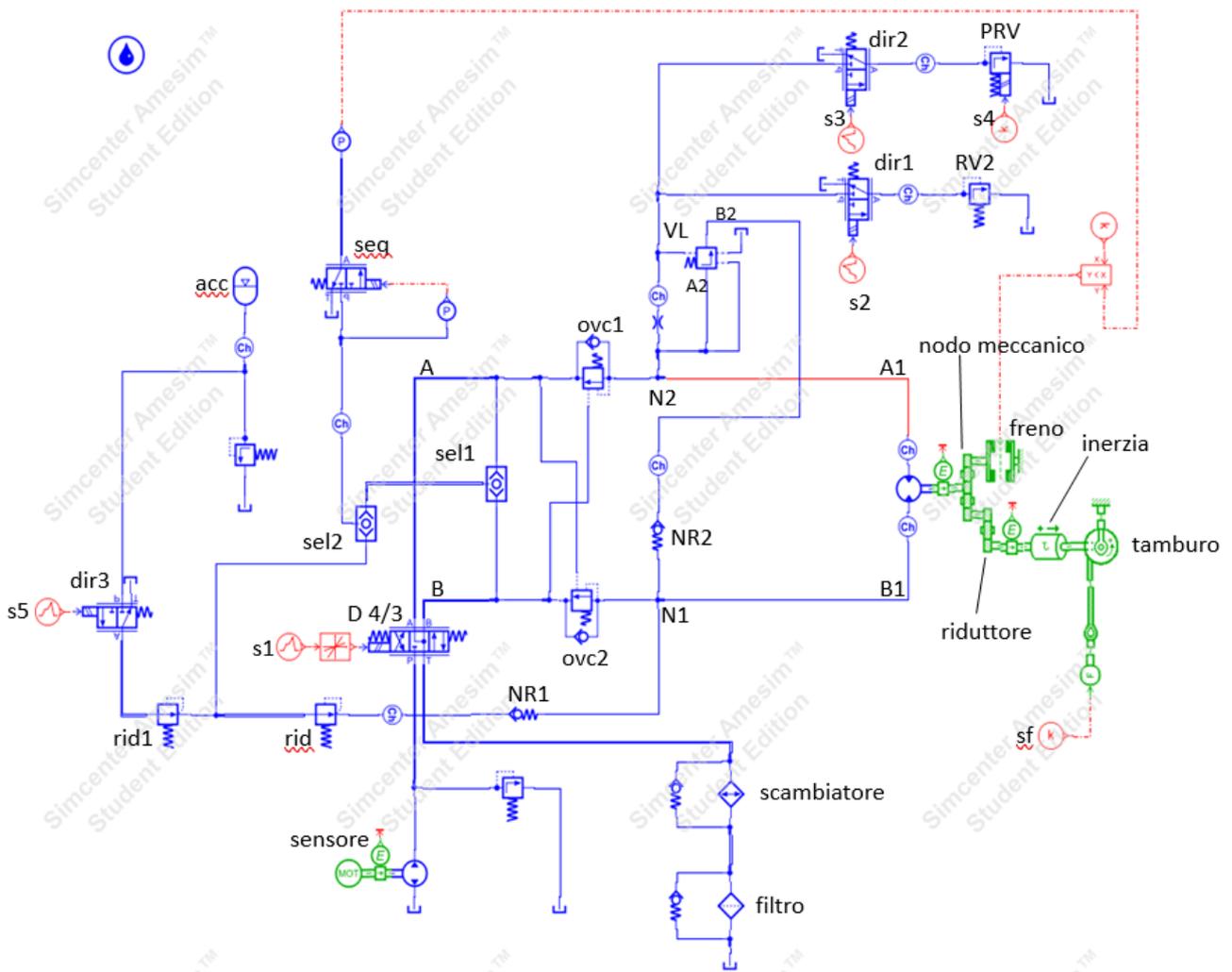


Fig. 2: modello AMESim funzionamento normale

- Olio ISO VG32
Densità $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$ alla temperatura di esercizio $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
- gruppo di alimentazione

Come già detto in precedenza al fine di svincolare il circuito dell'argano dal resto dell'impianto della gru, è stata utilizzata una pompa equivalente erogante una portata costante richiesta dall'impianto dell'argano.

I dati di input da fornire al software sono riportati in tabella 1.

Tab. 1: parametri pompa e motore primo

Motore elettrico	
Velocità di rotazione	1460 [rpm]
Pompa 1	
cilindrata	106 [cc]
Rendimento volumetrico	0,97
Rendimento meccanico-idraulico	0,97

- Valvola limitatrice di pressione della pompa tarata a 270 bar.
- Filtro e scambiatore di calore:
questi due modelli sono stati utilizzati per tener conto di perdite di carico costanti attraverso di essi che si attestano generalmente intorno ai 4 bar. Variando il numero di orifizi in parallelo, svolgendo varie simulazioni è stata osservata una variazione di perdita di carico a parità di portata. Le valvole di non ritorno comunque, impediscono alla pressione a monte dello scambiatore di superare il valore di 8 bar e a monte del filtro di superare i 4 bar.

- Valvola direzionale con funzione di sequenza per sblocco freno (seq) [REDACTED]

Tab. 4: parametri valvola di sequenza

Collegamento	Portata caratteristica ad apertura massima [l/min]	Caduta di pressione corrispondente [bar]
$P \rightarrow A$	28	6
$A \rightarrow T$	28	17

- Motore idraulico [REDACTED]
Avente le seguenti caratteristiche da inserire come input nel modello (tabella 5)

Tab. 5: parametri motore

Motore	
Cilindrata max	$80 \frac{cm^3}{giro}$
Rendimento volumetrico	0,95
Rendimento meccanico-idraulico	0,95

- Nodo meccanico per collegamento freno e freno di stazionamento

Per quanto concerne il freno di stazionamento AMESim utilizza un modello di attrito per il quale a velocità di rotazione nulla si ha coppia frenante nulla che arriva rapidamente ad essere massima una volta che la velocità di rotazione al nodo meccanico diventa maggiore di zero. Durante le fasi del ciclo di carico considerato, quando il distributore è in posizione centrale il carico viene sostenuto dalla pressione nel circuito in seguito alla chiusura delle valvole overcenter e non dal freno poiché la velocità di rotazione è nulla.

Durante il movimento invece, quando la pressione è superiore a 28 bar e la valvola di sequenza si apre, il segnale di pressione viene tradotto in coppia frenante nulla.

In seguito alle simulazioni effettuate ne consegue che la coppia frenante è sempre nulla ed il carico viene tenuto in posizione dalla pressione tra le bocche del motore e le overcenter chiuse. Situazione comunque accettabile in quanto non crea problemi in termini di funzionamento.

- Riduttore
 - Rendimento meccanico $\eta_m = 0,91$
 - Rapporto di trasmissione $\tau = 64,6$
- Carico rotativo (inerzia)

È il modello utilizzato per tener conto delle inerzie. È stato calcolato precedentemente un valore di momento d'inerzia dell'argano $J = 53 [kg \cdot m^2]$.
- Tamburo di diametro 0,623 m calcolato in precedenza
- Tubazioni:

Per i tratti di tubazioni reali è stato imposto un diametro di 25mm e una lunghezza dalla pompa alle overcenter di 15 m per la linea di mandata e 15 m per la linea di ritorno, di tipo capacitivo-resistivo, in modo da ricavare le perdite di carico distribuite.

Dove possibile sono state utilizzate linee dirette mentre dove non è stato possibile sono state utilizzate delle capacità in modo da considerare il volume tra le porte di due componenti non collegati da un reale tratto di tubazione, come accade nel blocco argano.
- Segnale di forza costante (sf)

Dai calcoli effettuati in precedenza si ottiene che la coppia massima si ha al 4° layer, questa darà origine alla pressione massima di sollevamento. Il valore di input al modello sarà quindi la forza calcolata come:

$$F_{max} = P_{max}[kg] \cdot 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 4086 [kg] \cdot 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 40084 [N] \quad (1)$$

La simulazione è stata effettuata considerando il ciclo di carico riportato in tabella 6:

Tab. 6: ciclo di carico funzionamento normale

Stadio	Valore iniziale [mA]	Valore finale [mA]	Durata [s]
posizione centrale	0	0	5
salita	- 40	- 40	20
posizione centrale	0	0	5
discesa	40	40	17,6
posizione centrale	0	0	5

I valori riportati corrispondono al segnale elettrico inviato al distributore 4/3 che ricevendo un segnale nullo rimane in posizione centrale mentre con un segnale di ± 40 si sposta nella configurazione a frecce parallele o incrociate.

Poiché dalla simulazione è emerso che la velocità del carico in discesa è maggiore rispetto che in salita, si è deciso di utilizzare un tempo minore nella fase di discesa in modo da avere uno spostamento del carico in salita pari allo spostamento del carico in discesa.

Il grafico in figura 3 riporta lo spostamento durante le fasi del ciclo e la corrispondente posizione del cassetto del distributore. Per considerare che lo spostamento del cassetto non avviene in modo istantaneo è stata utilizzata una funzione che trasforma il segnale istantaneo in una rampa. È possibile notare che quando il distributore è in posizione centrale il carico è fermo mentre quando viene comandata salita (tra 5 e 25 secondi) viene raggiunta una posizione di 17,16 m mentre tra 30 e 47 secondi il carico raggiunge nuovamente quota zero.

AMESim utilizza la convenzione per cui la salita del carico corrisponde ad un valore negativo di spostamento e viceversa. Inoltre, bisogna considerare che essendo l'argano a tre tiri lo spostamento massimo raggiunto dal carico durante il ciclo considerato sarà $s = \frac{17,16 \text{ m}}{3} = 5,72 \text{ m}$

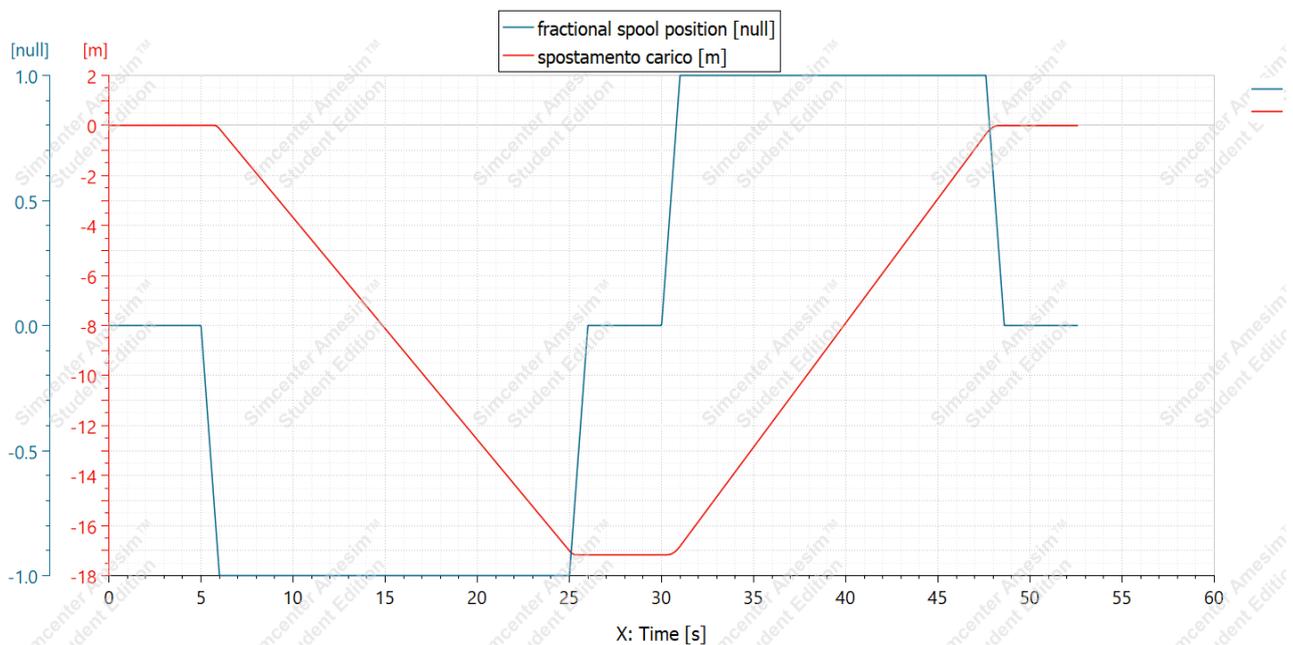


Fig. 3: spostamento fune e cassetto del distributore

Nel grafico in figura 4 è rappresentato il valore di coppia all'albero per la movimentazione di un carico di 11,5 tonnellate a tre tiri. È possibile osservare che nel caso di salita il valore di coppia erogata dal motore è maggiore mentre nel caso di discesa minore. Il risultato è quindi attendibile in quanto a causa del rendimento del riduttore, in condizione di carico resistente il motore deve erogare una coppia maggiore rispetto al caso ideale mentre nel caso di carico trascinante la coppia sarà minore rispetto al caso ideale, in quanto il motore si comporta da pompa.

Nelle fasi in cui il carico viene tenuto sospeso, il valore di coppia all'albero corrisponde al valore ideale in quanto non avendo movimento, non si avranno perdite per attrito.

È inoltre possibile notare dal grafico delle oscillazioni di coppia e quindi di pressione, che si hanno nelle fasi di commutazione del cassetto del distributore, dovuti ad effetti dinamici ma che non portano ad avere instabilità con elevati picchi di pressione, in quanto i transitori si estinguono in breve tempo.

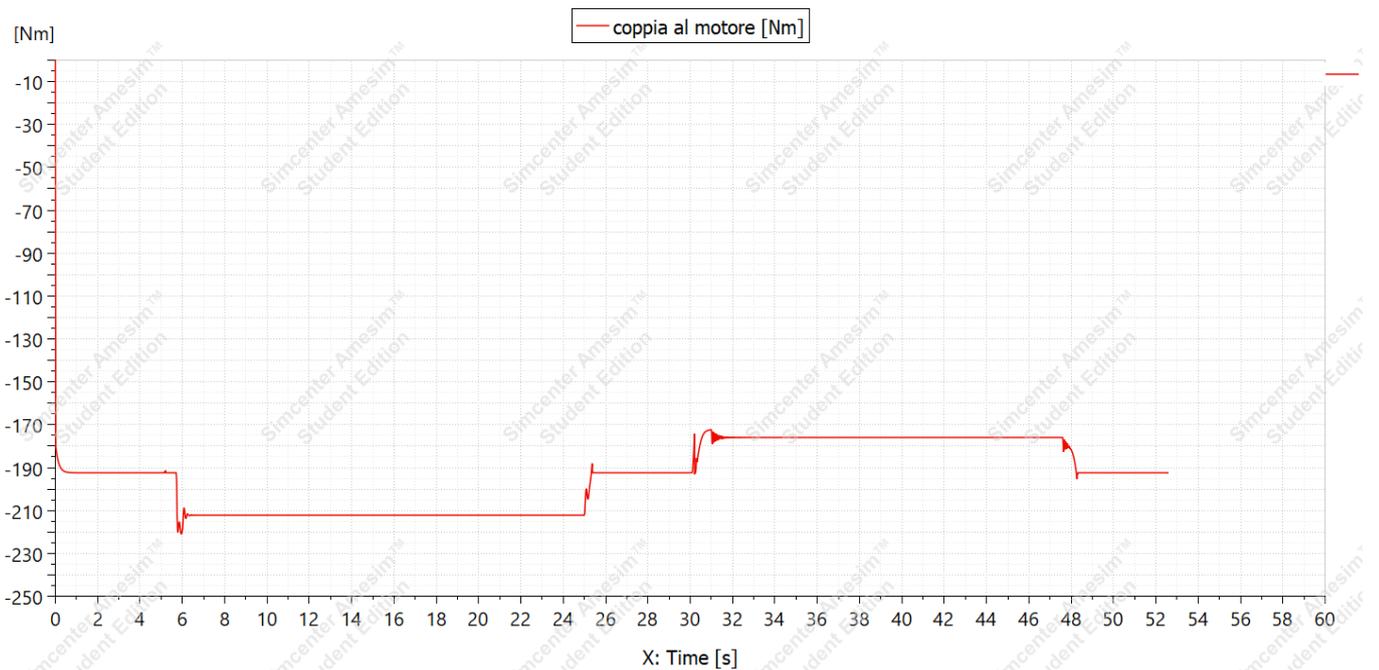


Fig. 4: andamento coppia al motore

A causa del rendimento del motore, il ΔP ai capi del motore sarà maggiore in condizioni di carico resistente (5-25 secondi) e minore in condizioni di carico trascinante (30-47 secondi), come è possibile osservare dal grafico in figura 5.

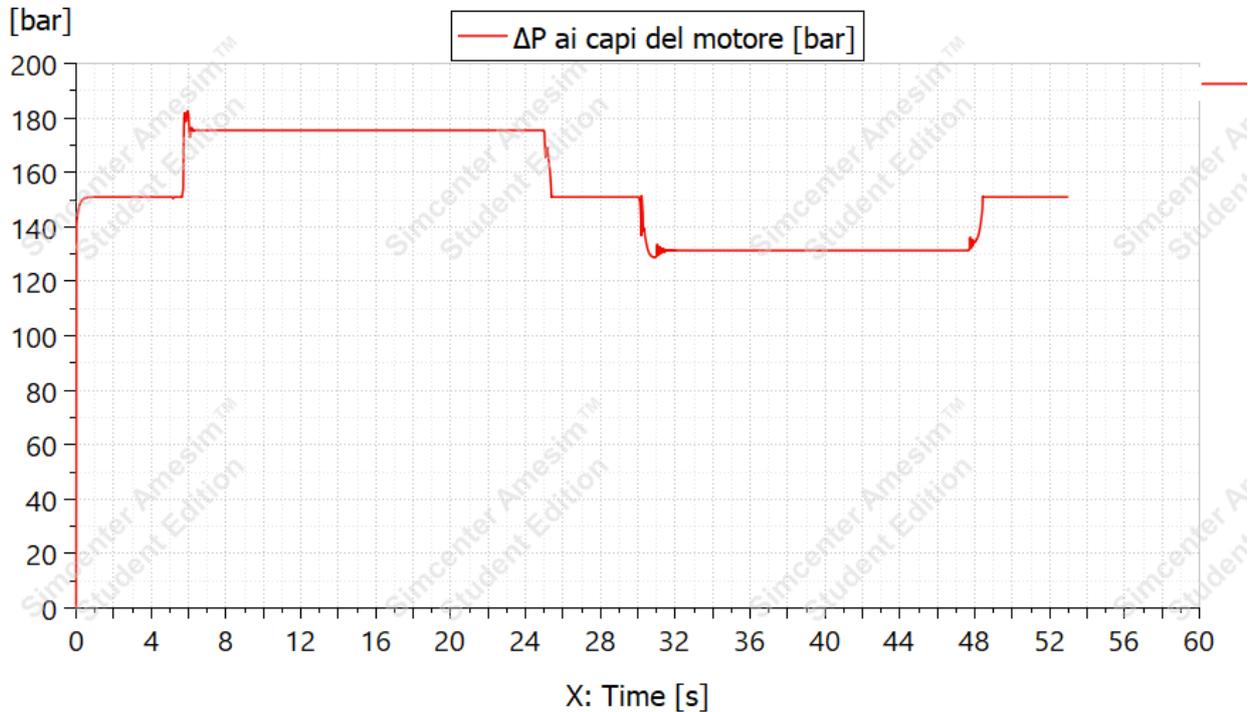


Fig. 5: caduta di pressione ai capi del motore

Stesso ragionamento va fatto per quanto concerne le velocità di rotazione. Infatti, visibile dal grafico in figura 6, la velocità di rotazione all'albero sarà maggiore nel caso di funzionamento da pompa (30-47 secondi) e minore in funzionamento da motore (5-25 secondi), a causa del rendimento volumetrico.

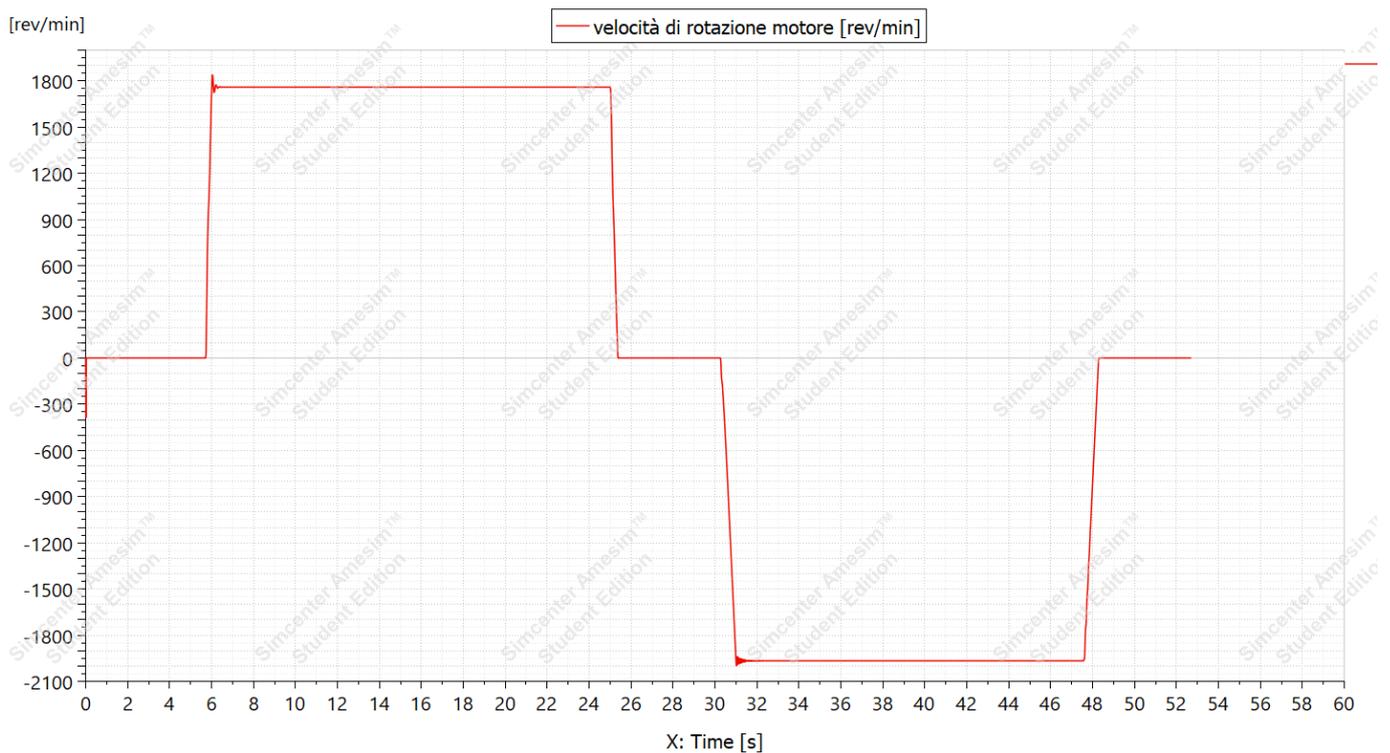


Fig. 6: andamento della velocità di rotazione del motore

Dalla simulazione è inoltre emerso che con una pressione di taratura della valvola overcenter di controllo discesa pari a 320 bar utilizzata nell'impianto, si ha una pressione di pilotaggio sul ramo opposto pari a 48,4 bar durante la fase di discesa (30-47 secondi) come visibile dal grafico riportato in figura 7.

Tale valore di pressione, selezionato dalla valvola selettiva provoca l'apertura della valvola di sequenza (seq) tarata a 28 bar superiore rispetto alla pressione di rilascio del freno. È stato dunque verificato di avere in fase di discesa una pressione sufficiente per il rilascio del freno.

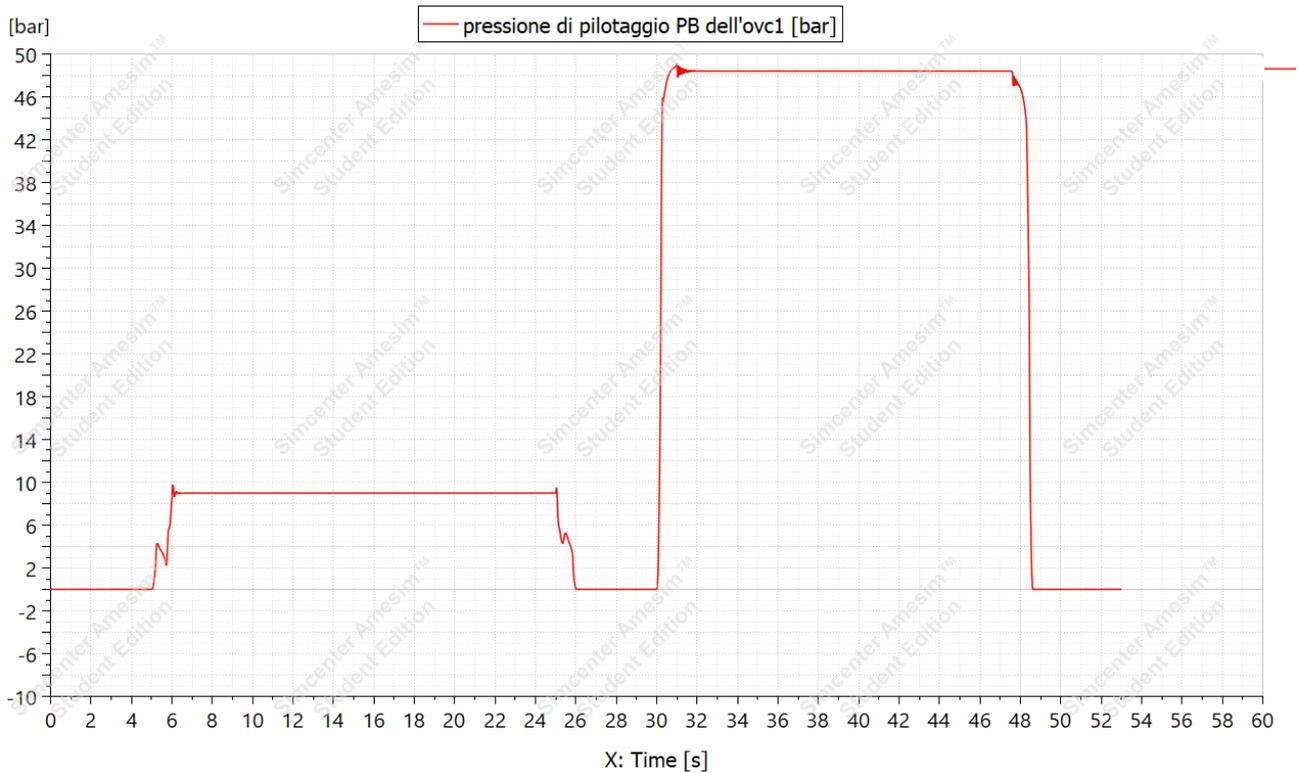


Fig. 7: andamento della pressione a monte della valvola ovc2

Inoltre, poiché si ha una massima pressione indotta dal carico di 191 bar è stato possibile verificare che la pressione di taratura dell'overcenter (320 bar) fosse maggiore di 1,3 volte la pressione massima, condizione che deve essere sempre rispettata, in quanto deve essere possibile tenere il carico sospeso attraverso l'overcenter, a prescindere dall'azione del freno. Infine, in figura 8 sono riportati i valori delle grandezze caratteristiche ricavati dal modello AMESim durante la fase di salita e discesa del carico.

portata	150.014 L/min	portata	-150.014 L/min
pressione in uscita	15.6242 bar	pressione in uscita	44.5081 bar
coppia	-212.21 Nm	coppia	-175.956 Nm
velocità di rotazione	1759.54 rev/min	velocità di rotazione	-1966.6 rev/min
portata	-150.014 L/min	portata	150.014 L/min
pressione in ingresso	191.065 bar	pressione in ingresso	175.794 bar
rendimento volumetrico	0.95 null	rendimento volumetrico	0.95 null
rendimento meccanico-idraulico	0.95 null	rendimento meccanico-idraulico	0.95 null

Fig. 8: grandezze caratteristiche motore in comando salita (sinistra) e comando discesa (destra)

Il modello risulta dunque attendibile e può essere utilizzato con input di carico differenti in modo da trovare le pressioni di taratura adeguate delle valvole e verificare una corretta risposta del sistema, in modo da individuare eventuali errori.

2.2 Valutazione energetica

Utilizzando dei sensori di energia è stato possibile valutare l'energia assorbita ed erogata dal modello di impianto durante il ciclo di carico considerato.

In particolare, nei grafici seguenti verranno indicate tre tipologie di energia:

- Energia positiva: energia fornita dalla pompa al sistema
- Energia negativa: energia generata dall'azione del carico trascinante in ingresso al sistema e potenzialmente utilizzabile
- Energia: la differenza fra le due energie

Al fine di valutare l'andamento dell'energia al motore è stato posto un sensore tra motore e motoriduttore e uno a valle del riduttore come visibile in figura 9.

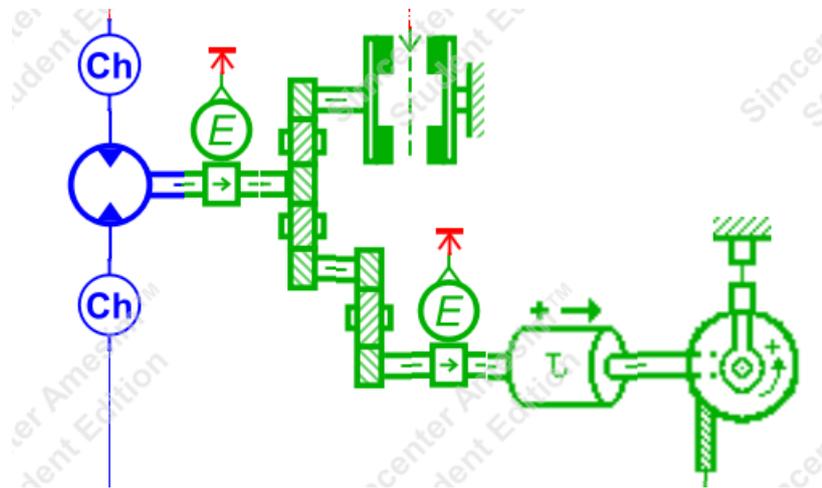


Fig. 9: dettaglio sensori lato motore

Nel grafico di figura 10 è possibile notare l'andamento di energia positiva e negativa misurata dal sensore a valle del riduttore. In particolare, si può notare come nel tratto centrale ed agli estremi del ciclo, di circa 5 secondi ognuno, quando il carico è mantenuto sospeso, non si hanno variazioni di energia negativa o positiva. Nel tratto corrispondente alla fase di salita del carico si ha un'energia positiva erogata dal motore, mentre nella fase di discesa si ha un'energia negativa generata dall'azione del carico trascinante.

Infine, poiché è stato considerato un ciclo di carico in cui la posizione iniziale e finale coincidono allora il bilancio di energia data dalla curva verde sarà nullo alla fine del ciclo; dunque, l'energia erogata nella fase di salita viene resa durante la fase di discesa.

I valori di energia ricavati sono:

- energia positiva = 688 kJ
- energia negativa = 688 kJ

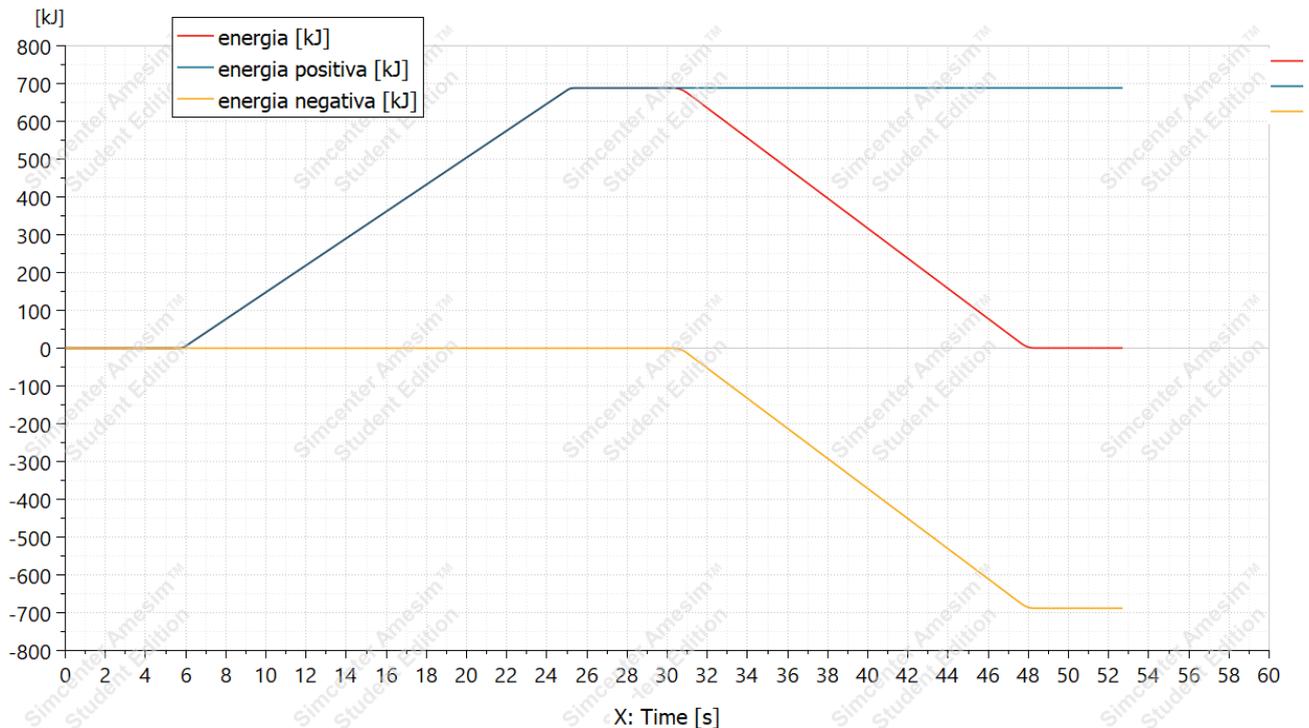


Fig. 10: andamento energia a valle del riduttore

Attraverso un sensore tra motore e riduttore è stato possibile misurare l'energia all'albero motore. In particolare, nel grafico di figura 11 è possibile notare come in questo caso il bilancio di energia non sia nullo in quanto una quota di energia viene dissipata in attrito al riduttore.

I valori di energia ricavati sono:

- energia positiva = 755 kJ
- energia negativa = 626 kJ

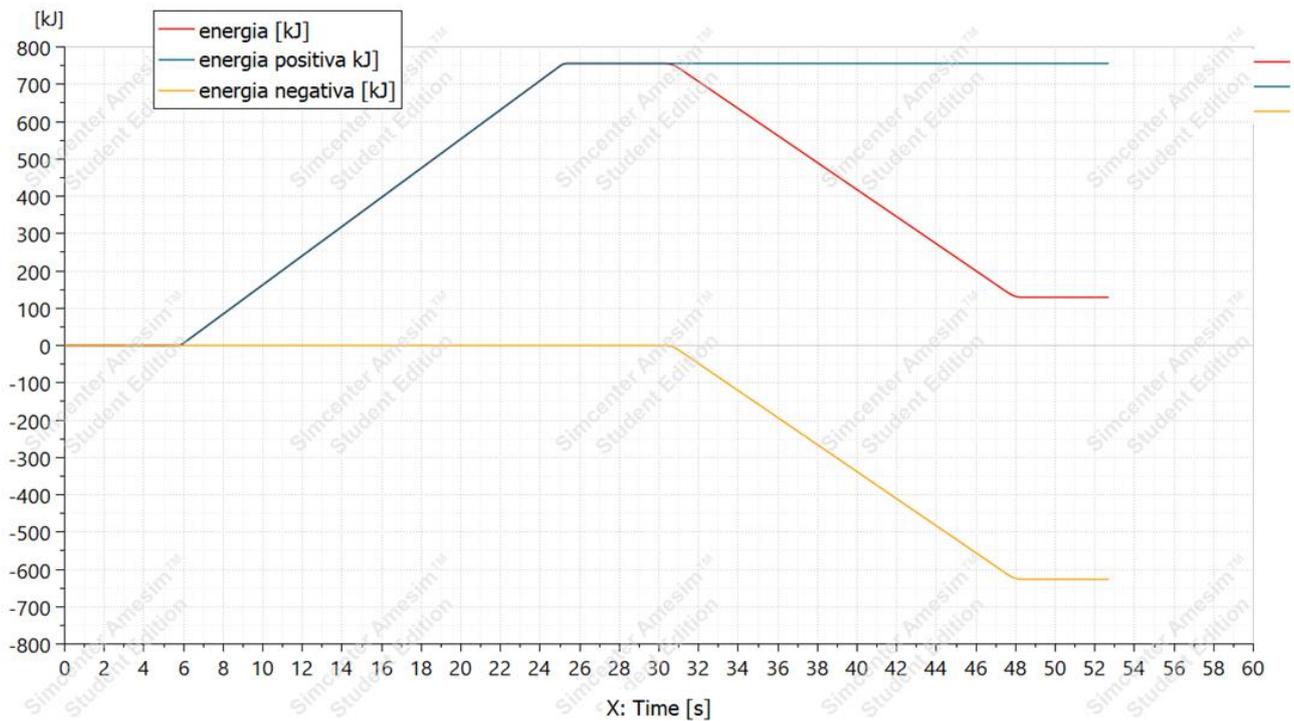


Fig. 11: andamento energia tra motore e riduttore

Utilizzando dei sensori di energia ai capi del motore visibili in figura 12 è stato possibile trovare l'energia negativa idraulica potenzialmente recuperabile e che invece viene interamente dissipata alla valvola overcenter di controllo discesa.

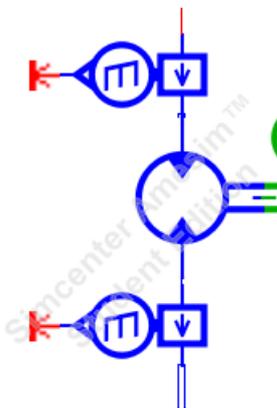


Fig. 12: sensori di energia ai capi del motore

Il valore di energia trovato (figura 13) sarà minore rispetto all'energia negativa riportata nel grafico di figura 11, in quanto una parte di energia all'albero motore viene ulteriormente dissipata a causa del rendimento del motore. Si ottiene quindi un valore di energia negativa pari a circa 560 kJ.

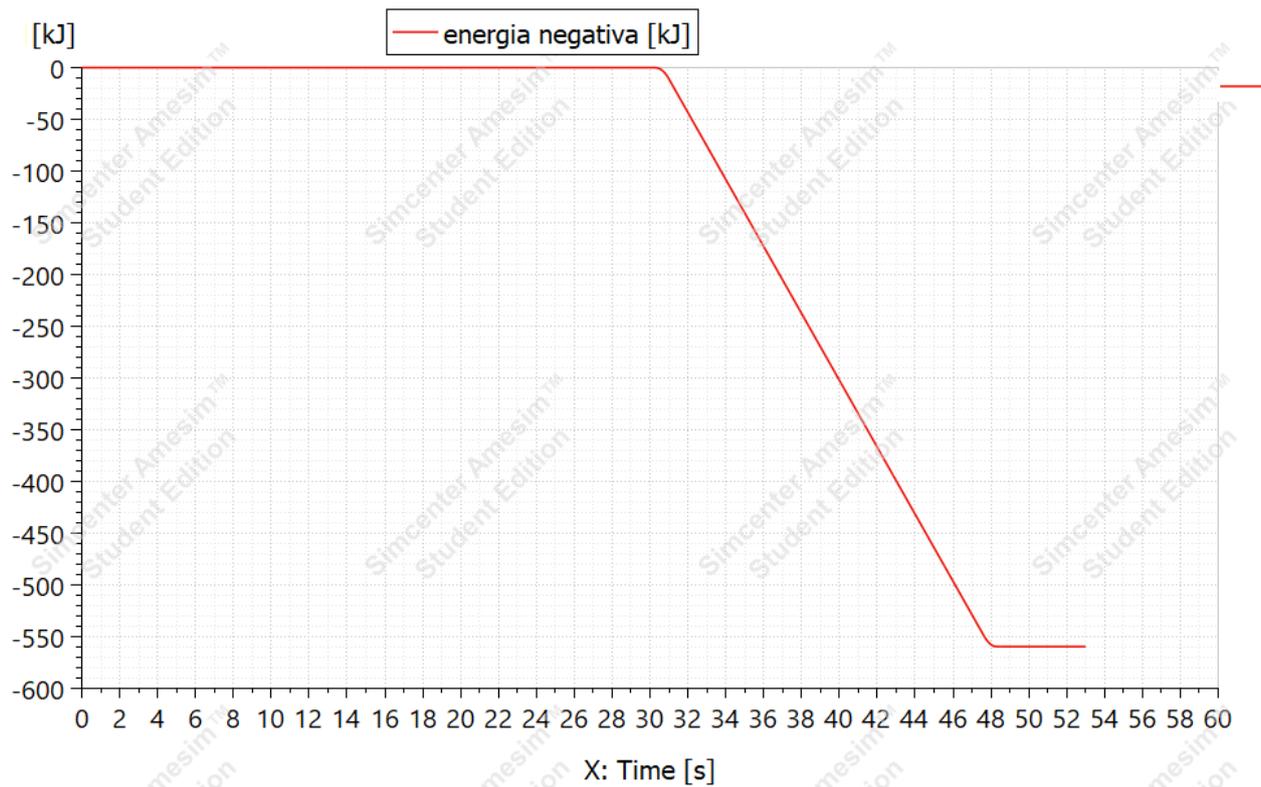


Fig. 13: energia negativa potenzialmente recuperabile

Attraverso il sensore posto tra pompa e motore primo come visibile in figura 14 è stato possibile ricavare l'energia a livello della pompa.

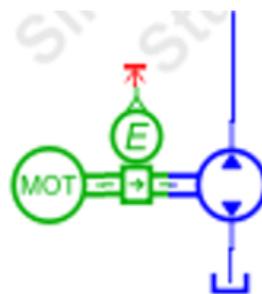


Fig. 14: sensore lato pompa

Dal grafico di figura 15 si può notare come in fase di salita la curva di energia ha una maggiore inclinazione rispetto alla curva corrispondente alla fase di discesa.

Questo risultato è attendibile in quanto durante la fase di discesa è il carico a generare un'energia negativa mentre l'energia spesa dalla pompa corrisponde solamente alla quota di energia necessaria alla regolazione dell'overcenter. In fase di salita invece, l'energia necessaria al sollevamento del carico è interamente fornita dalla pompa e dovrà dunque essere maggiore rispetto alla fase di discesa. Nei tratti corrispondenti al distributore in posizione centrale e carico sospeso, l'energia fornita dalla pompa viene interamente dissipata dalla valvola limitatrice. Tuttavia, nell'impianto reale l'energia dissipata sarà minore in quanto dipendente dalla valvola limitatrice di pressione differenziale del distributore load sensing, avente una pressione di taratura molto minore rispetto alla limitatrice utilizzata in questo modello.

Infine, si può notare che l'energia, a livello della pompa, corrisponde solamente ad energia positiva in quanto la curva dell'energia negativa rimane nulla.

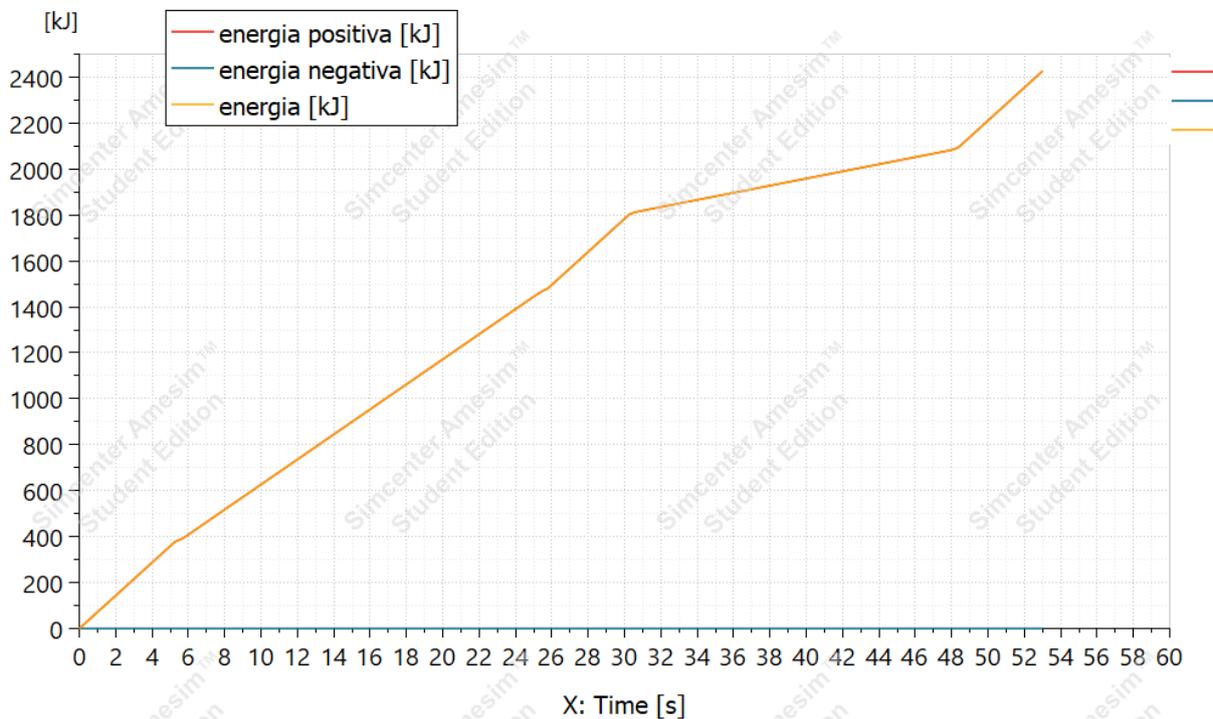


Fig. 15: andamento dell'energia a livello della pompa

3. Simulazione funzioni di emergenza MOPS-AOPS

Al fine di simulare il funzionamento dei sistemi di emergenza MOPS e AOPS, oltre agli elementi elencati al paragrafo precedente sono stati utilizzati altri componenti già descritti in precedenza, le cui caratteristiche e i valori di input da fornire al software sono riportati di seguito.

- Valvola riduttrice (rid1) e (rid) [REDACTED]

La valvola rid viene utilizzata per imporre una pressione di sovralimentazione costante di 5 bar mentre la valvola rid1 per imporre una pressione di 40 bar utilizzata per lo sblocco del freno.

Caratteristiche riportate in tabella 7.

Tab. 7: parametri valvole riduttrici

portata caratteristica ad apertura massima	40 l/min
Caduta di pressione corrispondente	12 bar

- Valvole di non ritorno (NR1) e (NR2) con pressione di taratura 0,3 bar [REDACTED]
[REDACTED] aventi le caratteristiche riportate in tabella 8.

Tab. 8: parametri valvole di non ritorno

Portata caratteristica ad apertura massima	320 l/min
Caduta di pressione corrispondente	11 bar

- Accumulatore

Per l'accumulatore sono stati inseriti i seguenti valori di input calcolati in precedenza e riportati in tabella 9.

Tab. 9: parametri accumulatore

Pressione massima (P_2)	140 bar
Pressione di precarica	30 bar
Volume nominale (V_0)	50 l
Indice della politropica	1,74
Indice dell'isoterma	1

- Elettrovalvola direzionale (dir2) e (dir1)

Queste valvole vengono utilizzate per attivare il pilotaggio rispettivamente di AOPS e MOPS. Le caratteristiche da inserire come dati di input sono riassunte in tabella 10.

Tab. 10: parametri elettrovalvole direzionali

collegamento	Portata caratteristica ad apertura massima [l/min]	Caduta di pressione corrispondente [bar]
$A \rightarrow T$	25	15
$P \rightarrow A$	25	20

- Valvola logica VL e strozzatore

Poiché nella versione student di AMESim non si ha a disposizione il modello dell'elemento logico, è stata allora utilizzata una valvola generica normalmente chiusa con 2 vie e 3 porte di controllo pressione, visibile in figura 16 che opportunamente modificata ha permesso di replicare il funzionamento dell'elemento logico. Per il funzionamento voluto la porta 5 è stata collegata a serbatoio in modo che su di essa non agisca alcuna pressione, mentre alla porta 2 si ha la pressione imposta dalla limitatrice pilota in regolazione e alla porta 4 si ha la pressione di equilibrio data dall'equazione (2).

$$P_4 = P_2 + s \quad (2)$$

Dove s è il pretensionamento della molla non tarabile.

Il ΔP tra la porta 2 e la porta 4 è mantenuto dallo strozzatore.

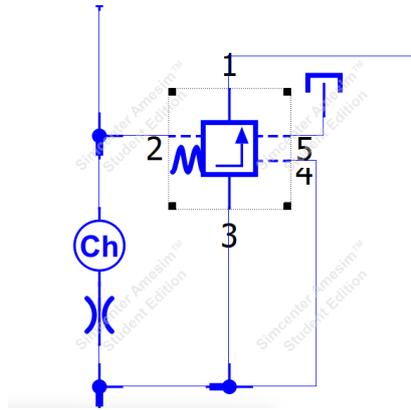


Fig. 16: modello AMESim della valvola logica

Per le caratteristiche della valvola si è fatto riferimento alla valvola logica slip-in

Le caratteristiche della valvola sono riportate in tabella 11.

Tab. 11: parametri valvola logica

Pretensionamento molla	1,67 bar
Rapporto di pilotaggio	1:1
Portata caratteristica ad apertura massima	650 bar
Caduta di pressione corrispondente	5 bar

- Valvola limitatrice per pilotaggio MOPS (RV1) e limitatrice proporzionale per pilotaggio AOPS (PRV).

Avendo trovato dai calcoli effettuati in precedenza $\Delta P_{mops} = 18,3 \text{ bar}$ e $\Delta P_{AOPS} = 149,9 \text{ bar}$ la pressione di taratura delle valvole RV1 e PRV è stata inizialmente impostata rispettivamente:

$$P_{RV1}^* = 18,3 + 5 = 23,3 \text{ bar}$$

$$P_{PRV}^* = 5 + 149,9 = 155 \text{ bar}$$

In seguito alle simulazioni a causa delle perdite di carico, per ottenere i valori corretti di ΔP al motore sono state reimpostate le pressioni di taratura ai seguenti valori:

$$P_{RV1}^* = 20,5 \text{ bar}$$

$$P_{PRV}^* = 153 \text{ bar}$$

La valvola PRV essendo una valvola limitatrice proporzionale viene utilizzata sia per la funzione AOPS sia per la funzione in tensione costante, con pressioni di taratura differenti che dipendono dal segnale elettrico inviato. Dunque, è stata utilizzata nel modello una funzione in grado di inviare un segnale, attraverso il quale viene cambiata la taratura della valvola.

In questo caso, rispetto al caso precedente di funzionamento normale, è stato utilizzato un modello massa molla smorzatore a cui fornire un input di velocità anziché un segnale di forza, come visibile in figura 17.

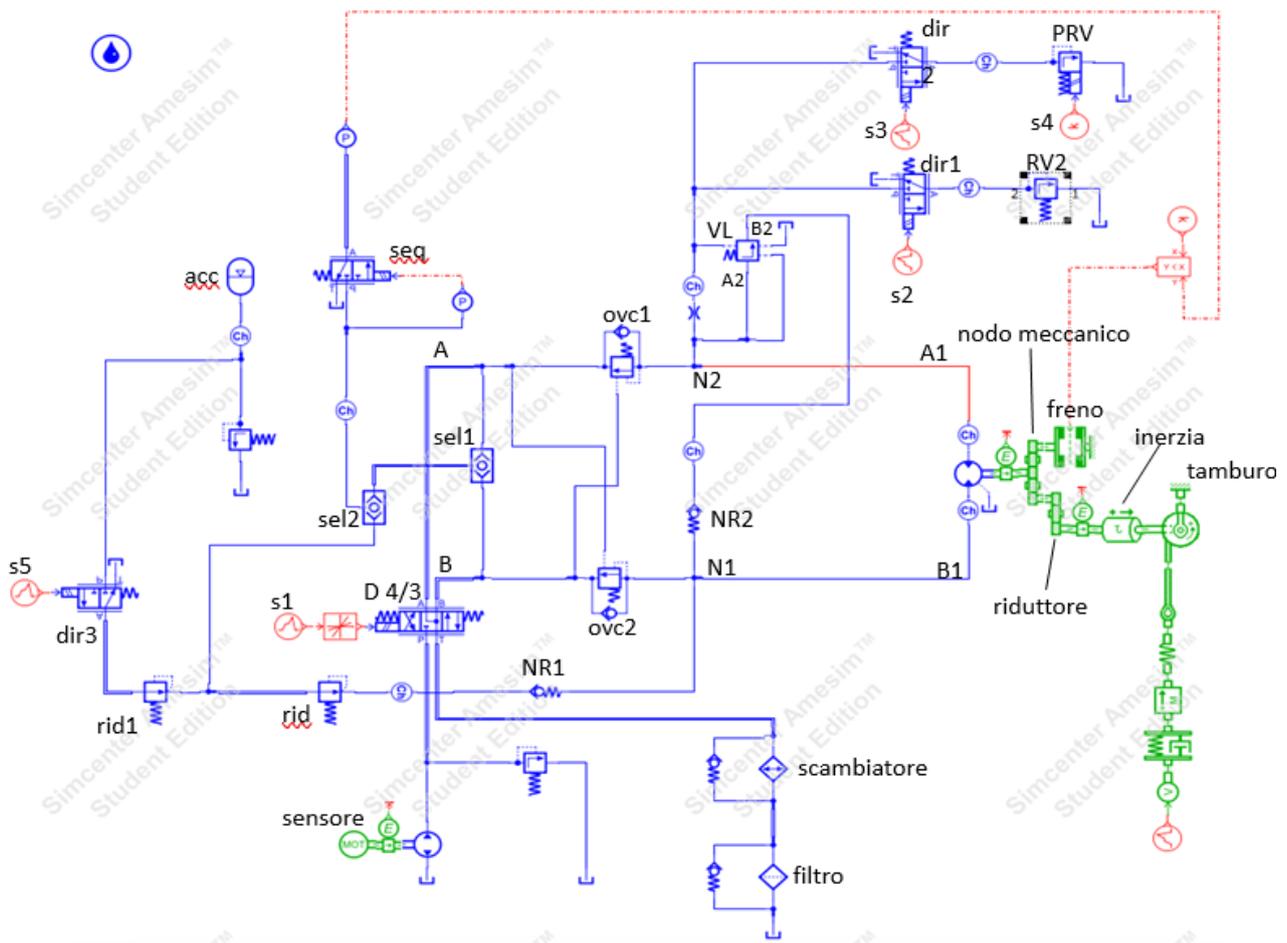


Fig. 17: modello AMESim funzioni MOPS e AOPS

La velocità da dare in input è pari a $105 \text{ m/min} = 1,75 \text{ m/s}$ mentre il valore di tensione alla fune previsto è di 5,6 kN calcolato in precedenza.

Una volta inseriti i parametri reali di ogni valvola, è stata eseguita la simulazione in modo da confrontare i risultati della simulazione con i valori trovati per via analitica.

Com'è possibile vedere dal grafico in figura 18, si ha un valore di pressione all'accumulatore che decresce man mano che la portata viene scaricata mentre la pressione di ingresso al motore viene mantenuta costante dalla valvola (rid) al valore di circa 5 bar. Fin tanto che la pressione all'accumulatore rimane sopra i 40 bar la riduttrice (rid1) mantiene la pressione fissa a 40 bar, fino a che al termine del funzionamento si ha una pressione minima raggiunta di 32,7 bar all'accumulatore e di 29,6 bar alla riduttrice. Questo risultato di pressione di 29,6 bar è comunque accettabile in quanto superiore alla pressione di 28 bar della valvola di sequenza per lo sblocco freno. In questo modo sono state trovate le perdite di carico alle valvole presenti sulla linea tra l'accumulatore e la riduttrice rid1 ed è stato verificato di avere una pressione di sblocco freno sempre sufficiente.

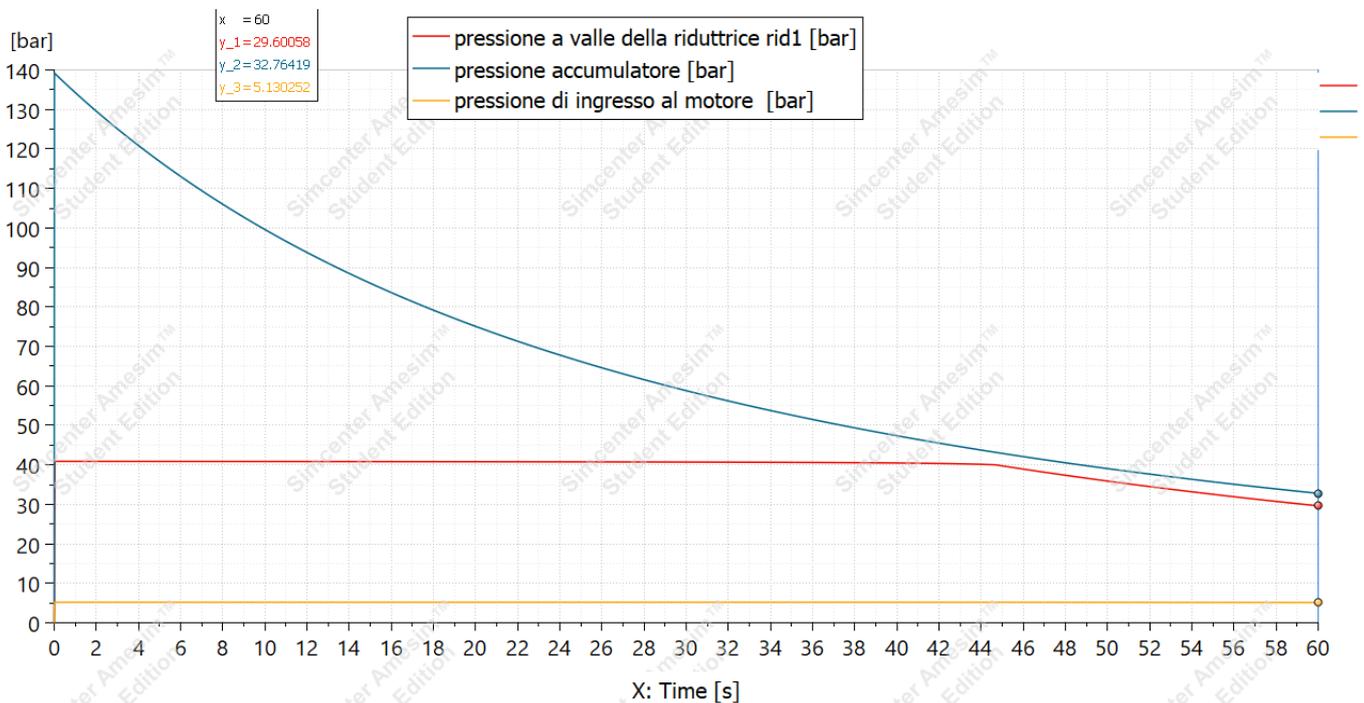


Fig. 18: andamento pressioni all'accumulatore e alle valvole riduttrici durante la fase di scarica

In figura 19 sono infine riportati i valori delle grandezze caratteristiche al motore nel caso di funzionamento MOPS e AOPS. Tali valori risultano molto simili ai valori calcolati analiticamente a conferma della validità del modello che può essere utilizzato per impianti simili ma aventi input differenti come ad esempio valori di coppia, velocità, rendimenti e così via.

Title	Value	Unit	Title	Value	Unit
portata in ingresso	-277.888	L/min	portata in ingresso	-279.962	L/min
pressione in ingresso	5.13025	bar	pressione in ingresso	5.13546	bar
portata di drenaggio (persa)	13.8626	L/min	portata di drenaggio (persa)	13.8626	L/min
pressione di drenaggio	0	bar	pressione di drenaggio	0	bar
coppia	-24.7137	Nm	coppia	-200.959	Nm
velocità di rotazione	-3465.64	rev/min	velocità di rotazione	-3465.64	rev/min
portata in uscita	264.026	L/min	portata in uscita	266.099	L/min
pressione in uscita	23.5698	bar	pressione in uscita	155.076	bar
▾ <input type="checkbox"/> efficiencias			▾ <input type="checkbox"/> efficiencias		
rendimento volumetrico	0.95	null	rendimento volumetrico	0.95	null
rendimento meccanico-idraulico	0.95	null	rendimento meccanico-idraulico	0.95	null
rendimento totale	0.9025	null	rendimento totale	0.9025	null

Fig. 19: valori delle grandezze caratteristica al motore MOPS (sinistra) e AOPS (destra)

4. Simulazione funzionamento in tensione costante

Per quanto concerne il sistema in tensione costante, in genere si vuole avere una tensione alla fune che sia più bassa possibile al fine di ottenere un ampio range di funzionamento del sistema. Infatti, minore è il ΔP imposto al motore minore sarà il carico per cui il sistema in tensione costante può essere utilizzato. Tuttavia, per far in modo di avere un ΔP costante imposto al motore la pressione di taratura minima della limitatrice pilota PRV deve essere sufficiente in modo da indurre una pressione in A tale da consentire la completa apertura della valvola ovc2. In questo modo si ha una pressione costante anche sulla linea di bassa pressione dipendente unicamente dalle perdite di carico sulla linea di ritorno.

In fase di simulazione si è proceduto nel modo seguente.

Prima di tutto è stato dato un input di velocità sinusoidale al sistema massa molla smorzatore in modo da replicare la variazione di velocità della fune imposta dal moto dell'onda.

È stata considerata una velocità di picco dell'onda pari a 18 m/min che si traduce in una velocità alla fune direttamente collegata all'argano di 0,9 m/s ed una frequenza 0,083 Hz.

Da una prima simulazione è emerso che con questa velocità di input il motore chiedeva una portata superiore rispetto alla portata fornita dalla pompa di 150 l/min. È stata quindi ridotta la cilindrata al motore e posta pari a $40 \text{ cm}^3/\text{giro}$, in modo da avere una portata richiesta abbastanza minore rispetto alla portata fornita dalla pompa, questo motivo giustifica la scelta di un motore a cilindrata variabile. Inoltre, utilizzando una cilindrata minore, a parità di ΔP imposto al motore si ha una coppia minore. Dunque, quando viene utilizzato il sistema constant tension è necessario selezionare la cilindrata minore del motore idraulico.

È stato deciso di utilizzare una pressione di taratura della valvola limitatrice pilota (PRV) pari a 55 bar in quanto la pressione di taratura della ovc2 è di 150 bar come visto in precedenza in modo che $P_{PRV}^* > P_{ovc2}^*/3$ in quanto viene utilizzato un rapporto di pilotaggio pari a 3.

Una volta settati opportunamente i parametri è stata avviata la simulazione.

Nel grafico di figura 20 è possibile osservare che durante il funzionamento la differenza di pressione ai capi del motore si mantiene costante. In particolare, si ha $P_{A1} = 57,1 \text{ bar}$ e $P_{B1} = 15,5 \text{ bar}$ indicate rispettivamente dalla curva verde e gialla.

La curva blu indica la velocità trasmessa dall'onda mentre in rosso è indicata la tensione della fune direttamente collegata al carico. Durante il funzionamento è possibile osservare che quando la velocità ha un valore positivo, dunque, la fune viene avvolta dal motore si ha una tensione costante (a meno di piccole oscillazioni dovute all'inerzia) equivalente a 1360 kg. Nella fase in cui si ha una velocità negativa il motore comportandosi da pompa, rilascia la fune e la tensione viene mantenuta ad un valore di circa 2020 kg. Si può osservare dunque che a causa dei rendimenti di motore e riduttore, si ha un range costante di tensione alla fune $\Delta T = 2025 - 1360 = 665 \text{ kg}$ e non un valore fisso. In queste condizioni il sistema in tensione costante può essere applicato ad un carico almeno maggiore rispetto al massimo valore di tensione. In quanto se il carico avesse un peso inferiore, durante la fase di discesa la fune non verrebbe trascinata dal carico e quest'ultimo rimarrebbe sospeso.

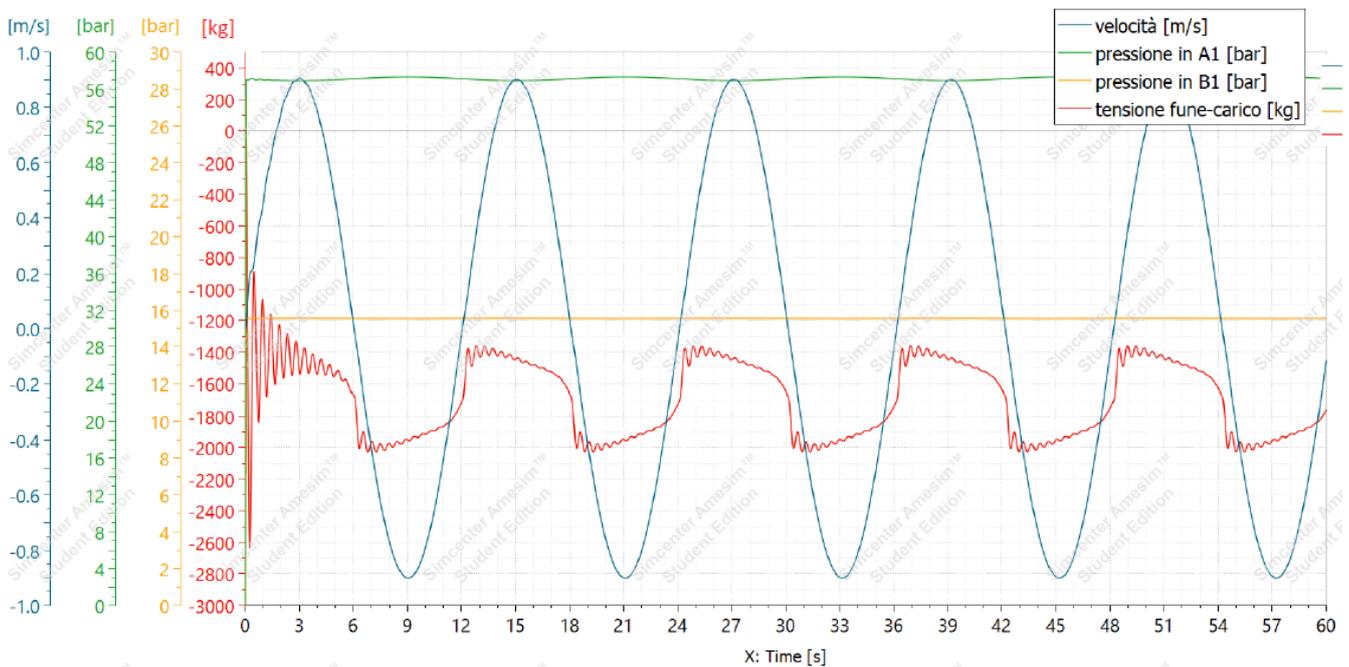


Fig. 20: andamento velocità della fune, ΔP al motore e tensione della fune

La simulazione è stata condotta considerando il rendimento volumetrico e meccanico idraulico pari a 0,95. Tuttavia, il rendimento varia al variare del ΔP al motore, per valutare cosa accade in termini di tensione alla fune variando il rendimento meccanico-idraulico è stata ricondotta la simulazione utilizzando un valore minore pari a 0,75.

Nel grafico in figura 21 sono stati confrontati i risultati ottenuti in termini di tensione alla fune con rendimento meccanico idraulico di 0,95 (curva rossa) e rendimento di 0,75 (curva blu).

In particolare, è possibile notare che minore è il rendimento maggiore è il range di tensione alla fune e maggiore sarà il valore massimo di tensione. Dunque, rispetto al caso precedente, con il rendimento di 0,75 è possibile applicare il sistema tensione costante ad un carico maggiore, almeno 2700 kg.

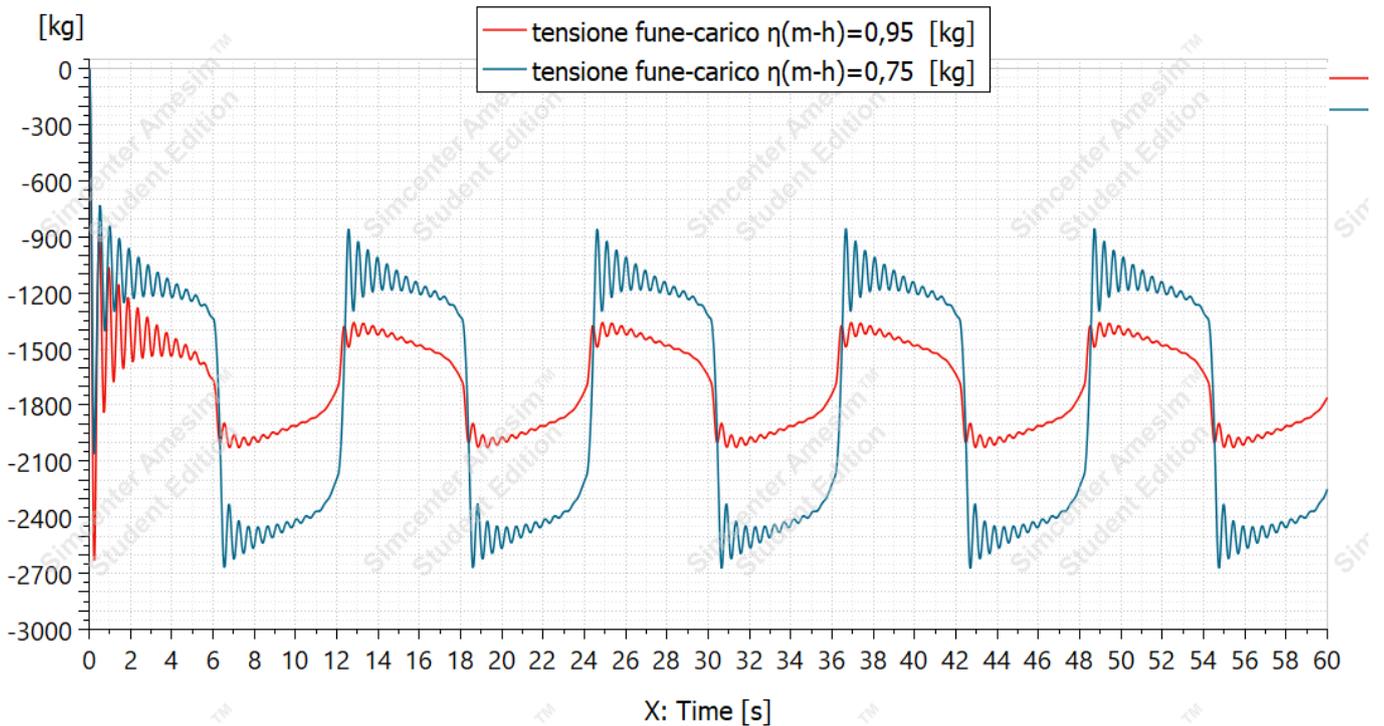


Fig. 21: confronto valori di tensione con diverso rendimento meccanico-idraulico

4.1 Valutazione energetica

In figura 22 è possibile notare l'andamento dell'energia a livello della pompa. In queste condizioni di funzionamento, poiché la portata erogata dalla pompa è costante, come anche la pressione di mandata, si ottiene un aumento lineare di energia positiva in funzione del tempo.

Considerando un periodo di 60 secondi di funzionamento, si ha un'energia spesa dalla pompa pari a 1130 kJ.

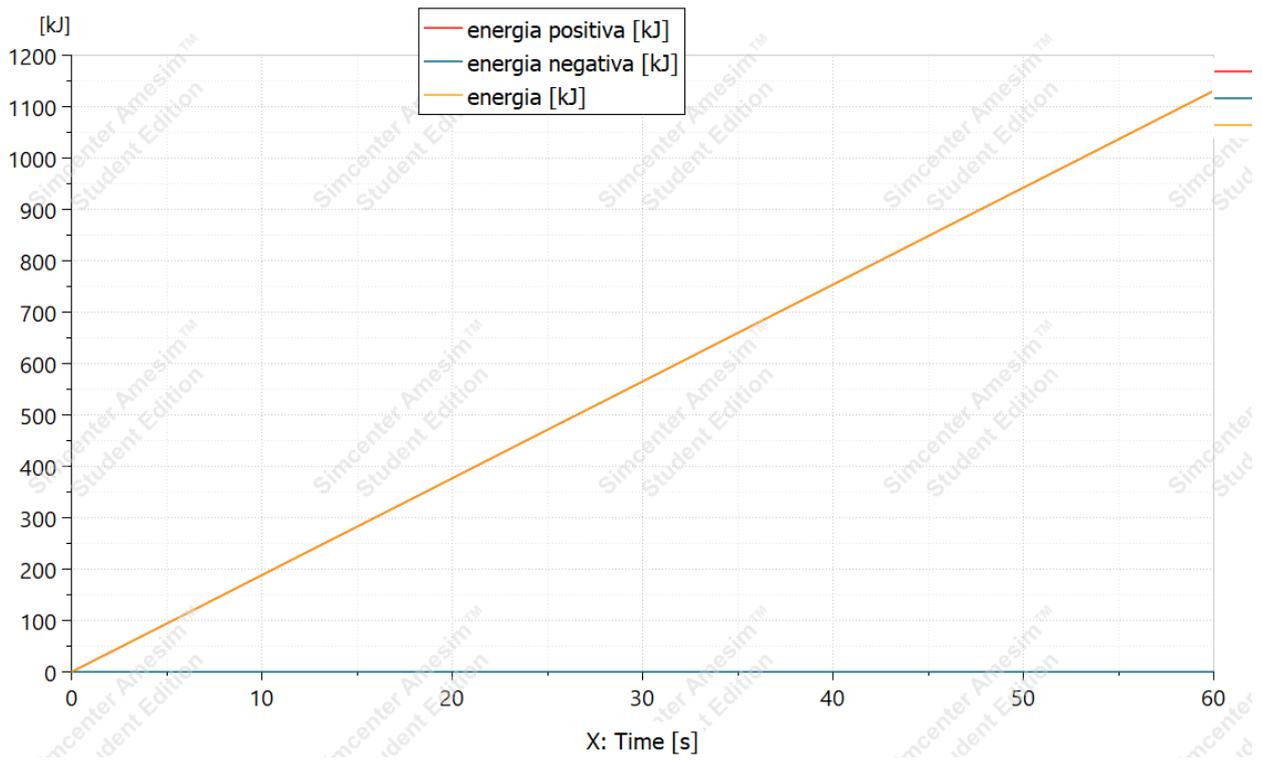


Fig. 22: energia a livello della pompa

Dal grafico in figura 23 è possibile osservare come aumentando la pressione di taratura della limitatrice PRV non solo, come detto in precedenza, aumenta il carico minimo a cui è possibile applicare il sistema constant tension, ma si ha anche un aumento di energia spesa.

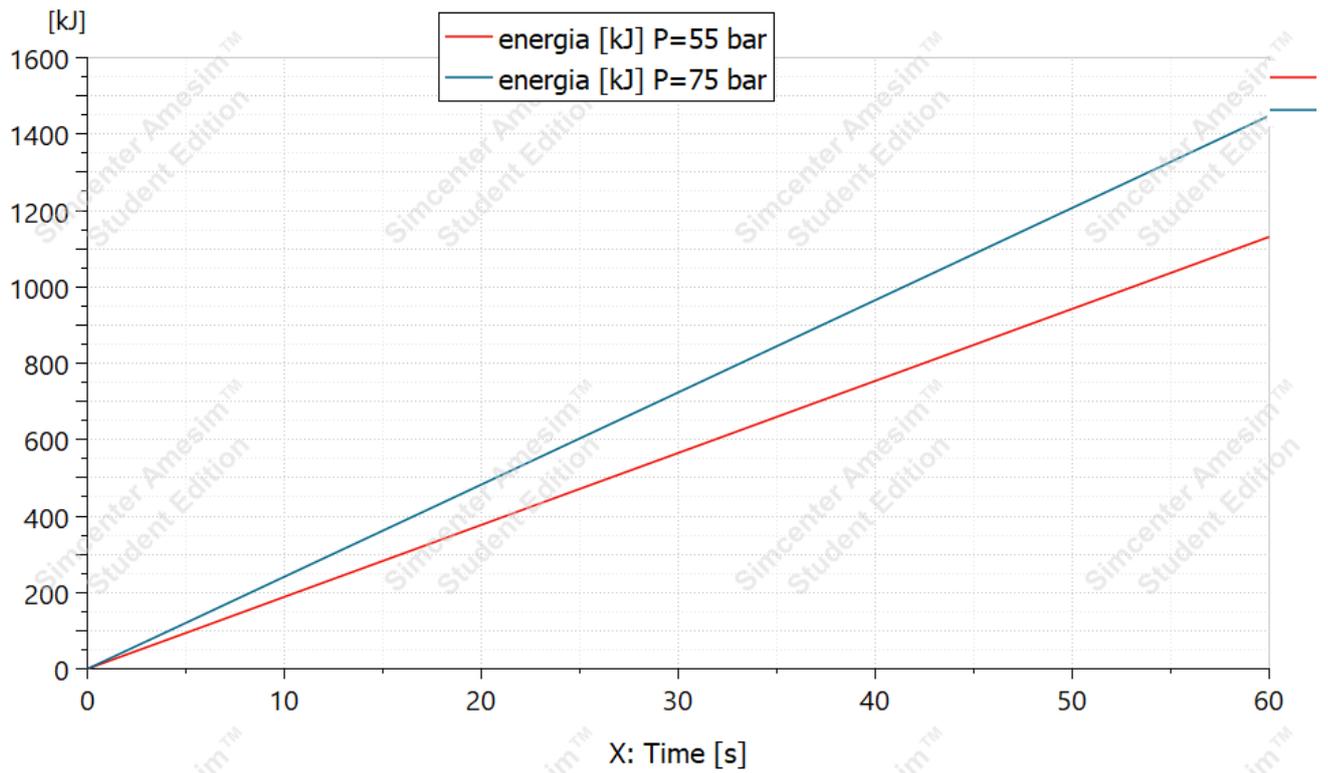


Fig. 23: confronto energia spesa dalla pompa con diverso valore di pressione di taratura della limitatrice PRV

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

In conclusione, si può dire che il modello di circuito relativo all'argano idraulico ha fornito risultati attendibili e quindi può essere utilizzato come strumento di dimensionamento attraverso il quale, inserendo le caratteristiche reali delle valvole utilizzate è possibile ricavare le grandezze d'interesse come pressioni, portate, coppie e verificare che il circuito funzioni correttamente, con conseguente riduzione di tempi di dimensionamento e minor rischio di errore.

Un possibile sviluppo futuro potrebbe essere quello di estendere il modello all'intero impianto idraulico della gru descritto nei primi capitoli, inserendo il distributore load sensing e simulare il comportamento in varie situazioni di esercizio.

BIBLIOGRAFIA e SITOGRAFIA

[1] <https://www.cjc.it/filtri-fine-15-25/>

[2] Slides Corso fluid power 1, FLUID POWER RESEARCH LABORATORY – MASSIMO RUNDO

[3] Manuale di oleodinamica, Hanno Speich – Aurelio Bucciarelli



[5] <https://www.oleoweb.com/it/valvole-oleodinamiche/valvole-ad-inserito/vuba.html>



[7] <https://www.in-safety.it/carrucole-e-paranchi/>

[8] <https://www.ndr.it/riduttore-epicicloidale-vantaggi/>

[9] [https://www.vvfpine.com/documents/Manuali/Manualistica%20VV.F%20Piné;
/Principi%20Operativi%20delle%20Pompe.Pdf](https://www.vvfpine.com/documents/Manuali/Manualistica%20VV.F%20Piné;/Principi%20Operativi%20delle%20Pompe.Pdf)

[10] [https://www.parker.com/content/dam/Parker-
com/Literature/PMDE/Catalogs/Parking_Brakes/MSG30-0504_UK.pdf](https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Parking_Brakes/MSG30-0504_UK.pdf)



RINGRAZIAMENTI

In primo luogo, ci tengo a ringraziare il professor Massimo Rundo, per la sua grande disponibilità e per i preziosi consigli forniti durante il lavoro di tesi. Ringrazio l'ingegnere Leonardo Oliveri e l'azienda SORMEC srl per avermi permesso di apprezzare, in modo concreto, il mondo dell'oleodinamica.

Ringrazio la mia famiglia per avermi supportato durante tutto il tortuoso percorso universitario e per avere da sempre creduto in me, incoraggiandomi a non mollare mai, soprattutto nei momenti più difficili.

Ringrazio i miei compagni di avventure torinesi, Giorgio Alessia Stefano Davide, per aver reso magnifica, fin dai primi gironi, questa esperienza universitaria da fuori sede.

Per esserci sempre stati nonostante lunghi periodi di distanza, per essere cresciuti e per continuare a crescere insieme, ringrazio Alberto Giuseppe Giovanna e Tamara, i migliori amici che avrei mai potuto desiderare.