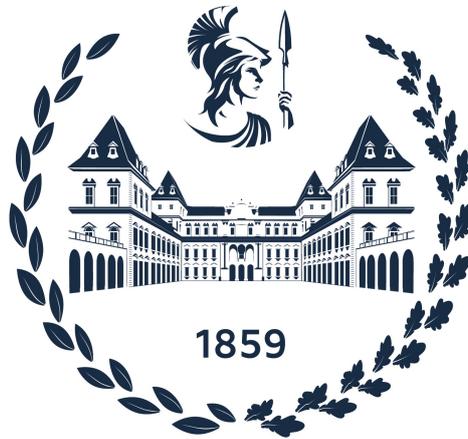


POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale

Modellazione e simulazione del circuito oleodinamico di un escavatore a fune

Studio e analisi delle prestazioni nei cicli di lavoro in allestimento

Idrofresa

Relatore:

prof. Massimo Rundo

Tutore Aziendale

Soilmec S.p.A.:

ing. Alessio Zanichelli

Candidato:

Matteo Baffoni

Anno Accademico 2024 - 2025

Ringraziamenti

Desidero esprimere la mia più sincera gratitudine al professor Massimo Rundo, che, nonostante la distanza fisica dovuta alla mia presenza a Cesena e lontananza da Torino, ha saputo dimostrarmi una costante vicinanza grazie alla sua celerità nella comunicazione e alla cura con cui ha seguito ogni fase di questo elaborato. Un ringraziamento speciale va all'ingegner Alessio Zanichelli, che, pur ricoprendo un ruolo di grande responsabilità e impegnato in molteplici attività, ha sempre trovato il tempo e la disponibilità per supportare e arricchire il mio lavoro. Un enorme grazie è rivolto a tutto l'ufficio tecnico di Soilmec, che sin dal primo giorno mi ha accolto con il caratteristico calore romagnolo, offrendomi supporto non solo in ambito lavorativo, ma anche personale. La loro disponibilità e gentilezza sono state un costante punto di riferimento durante questa esperienza. Infine, un ringraziamento va anche a tutti gli altri reparti aziendali che, con la loro disponibilità e inclusione, mi hanno permesso di accedere a informazioni preziose e di partecipare a progetti formativi interni. Grazie a loro, durante questa attività, hanno fatto in modo di rendere il passaggio tra la fine del percorso universitario e l'inizio della carriera professionale una transizione armoniosa.

Sommario

L'attuale situazione del mercato delle macchine per le tecnologie del sottosuolo ha spinto Soilmec S.p.A. a rivedere la propria strategia produttiva, richiedendo una ricerca e sviluppo a 360° della flotta di macchinari disponibili, con particolare attenzione a quelli più sensibili al cambiamento strategico. Tra questi, è stato analizzato un escavatore idraulico a fune, caratterizzato da un'elevata intercambiabilità tra le diverse tecnologie del sottosuolo ed in grado di movimentare carichi sospesi fino a 130 tonnellate. La macchina, grazie a queste caratteristiche, presenta un sistema oleodinamico altamente affidabile per garantire la corretta esecuzione dei duty-cycle previsti.

Sebbene l'intercambiabilità rappresenti un punto di forza distintivo dell'azienda, essa ha reso necessario consolidare le prestazioni delle tecnologie affinché siano, con un margine di sicurezza maggiore, ripetibili nel tempo e coerenti con l'obiettivo aziendale perseguito. Per rispondere a queste esigenze nasce il presente elaborato, che parte da una comprensione delle tecnologie chiave responsabili di aver caratterizzato il circuito chiuso così come implementato. Tuttavia, l'analisi si focalizza sullo studio della tecnologia che integra l'utilizzo di un circuito aperto durante il ciclo di lavoro, presente nella versione base della macchina, ma attivato unicamente con l'utilizzo di questa specifica tecnologia: l'Idrofresa, protetta da brevetto aziendale. Questa recente modifica "hardware" della macchina deve operare in armonia con le altre componentistiche previste nel funzionamento in circuito chiuso, che rappresenta il sistema dominante nelle applicazioni più comuni di lavoro.

La raccolta dei dati necessari per ottenere le informazioni è stata condotta nell'ambiente di simulazione Amesim. Poiché la tecnologia in oggetto è coperta da brevetto aziendale, i circuiti analizzati non dispongono di confronti diretti; questo aspetto porta a caratterizzare il sistema in modo differente rispetto ad un approccio più tradizionale basato su dati sperimentali. In particolare, utilizzando i dati trasmessi dal centro di controllo della macchina, noto come DMS, è possibile far convergere le caratteristiche e le prestazioni della simulazione con quelle rilevate durante le fasi di lavoro reali della macchina operante in cantiere.

I risultati della simulazione confermano le potenzialità del sistema oleodinamico nel soddisfare le esigenze operative del cantiere. Tuttavia, in condizioni operative reali, emergono sporadicamente limiti nella corretta esecuzione delle manovre, soprattutto a velocità di lavorazione molto basse. Questa discrepanza è riconducibile principalmente al sovradimensionamento del sistema rispetto alle funzionalità richieste, un aspetto ulteriormente amplificato da fattori di disturbo reali, intrinseci e/o estrinseci alla macchina. Questo studio non fornisce soluzioni definitive per eliminare tali limiti, ma pone le fondamenta per future ottimizzazioni del sistema, rappresentando un tassello aggiuntivo al raggiungimento degli obiettivi aziendali.

Indice

Sommario	IV
Elenco delle figure	VIII
Elenco delle tabelle	XIV
Introduzione	1
1 Introduzione al Gruppo Trevi	3
1.1 Panoramica Gruppo Trevi e divisione Trevi S.p.A.: Gamma servizi .	4
1.2 Divisione Soilmec S.p.A.: Gamma prodotti	8
1.2.1 Perforatrici Idrauliche per tecnologie Pali di grande diametro	9
1.2.2 Impianti di Perforazione per tecnologie di Micropali e gallerie	11
1.2.3 Escavatori Idraulici a Fune	12
2 Panoramica SC 130 Tiger Plus	15
2.1 Tecnologie chiave per lo sviluppo dell'Allestimento macchina	16
2.1.1 Diaframmi: tecnologia Benna Mordente ed Idrofresa	17
2.1.2 Miglioramento del terreno: Compattazione Dinamica	37
2.2 Struttura macchina: da modello Base ad Allestimento Tiger	41
2.2.1 Base macchina	41
2.2.2 Allestimento Tiger	46
2.3 Evoluzione della SC 130 Tiger Plus	50
3 Progettazione e Funzionamento del Sistema di Movimentazione dell'Unità Fresante	55
3.1 Analisi del Cinematismo	56
3.2 Analisi del Sistema Oleodinamico	60
3.2.1 Circuito Chiuso	65
3.2.2 Circuito Aperto	75
3.3 Analisi delle Sequenze Operative	83

3.3.1	Sequenze in Circuito Chiuso	86
3.3.2	Sequenze in Circuito Aperto: il Galleggiamento	97
4	Modellazione e Simulazione del Sistema di Movimentazione dell'Unità Fresante	123
4.1	Cinematismo e Sistemi Meccanici	124
4.1.1	Cinematismo ed Entità del Carico Esterno	124
4.1.2	Alimentazione ed Utenza Meccanica	130
4.2	Circuito Chiuso	135
4.2.1	Implementazione Circuito Chiuso	135
4.2.2	Simulazione e Convergenza con Sistema Reale	142
4.3	Circuito Aperto	154
4.3.1	Implementazione Circuito Aperto	154
4.3.2	Simulazione e Convergenza con Sistema Reale	166
	Conclusioni	177
	Riferimenti bibliografici	179

Elenco delle figure

1.1	Logo Trevi Group S.p.A. [1]	4
1.2	Sede centrale Trevi Group, Cesena (FC) [2]	4
1.3	Logo Trevi S.p.A. [1]	4
1.4	Diga di Mosul [3]	5
1.5	Diga di Wolf Creek [3]	5
1.6	Banchina di Galataport [3]	5
1.7	Anse du Portier [3]	5
1.8	Ground Zero [3]	6
1.9	ICD Brookfield Place [3]	6
1.10	Metro C Roma [3]	6
1.11	Cityringen [3]	6
1.12	Discariche di Manfredonia [3]	7
1.13	Porto di Palermo [3]	7
1.14	Restauro Torre di Pisa [3]	7
1.15	Rimozione Costa Concordia [3]	7
1.16	Logo Soilmec S.p.A. [1]	8
1.17	Distinzione fondazioni dirette ed indirette [2]	9
1.18	Linea SR	10
1.19	Linea STM	10
1.20	Linea SF	10
1.21	Linea SM	11
1.22	Linea ST	12
1.23	Linea HD	12
1.24	Linea Idrofresa	13
2.1	Tecnologie implementabili nella SC 130 Tiger Plus [2]	16
2.2	Schematizzazione pannelli lineari [4]	17
2.3	Esempio diaframma utilizzato come muro di sostegno [3]	17
2.4	Caratteristiche ottenibili in funzione della tecnologia utilizzata [4]	18

2.5	Realizzazione diaframmi tramite metodo pannelli primari e secondari [4]	19
2.6	Muro di sostegno realizzato in CSP [4]	19
2.7	Corpo-benna [4]	20
2.8	Asimmetria dei denti [4]	20
2.9	Cinematismo GC [4]	21
2.10	Esempio Benna a Funne [4]	21
2.11	Cinematismo BH [4]	22
2.12	Cinematismo GH [4]	22
2.13	Giunzioni tubo a perdere [4]	23
2.14	Utensile rimozione tubo [4]	23
2.15	Giunzione tra pannelli con tecnica tubi a perdere [4]	23
2.16	Unità fresante [6]	24
2.17	Dente conico (sn) dente piatto (dx) [6]	25
2.18	Tipologie di distribuzione denti [6]	25
2.19	Criterio di scelta distribuzione denti in funzione dell'UCS e RQD [6]	26
2.20	Unità fresante SH-40 [6]	26
2.21	Schema trattamento fanghi di perforazione [6]	28
2.22	Schema muretto guida [6]	29
2.23	Muretto guida [6]	29
2.24	Estratto esecuzione pannelli in cantiere [6]	30
2.25	Schema fasi esecutive [6]	32
2.26	Layout cantiere per realizzazione diaframmi tramite tecnologia Idrofresa [6]	32
2.27	Sovrascavo [6]	33
2.28	Superficie di giunzione in calcestruzzo [6]	33
2.29	Giunzione con distanziatori [6]	33
2.30	Esecuzione pannello secondario [6]	33
2.31	Interfaccia DMS per controllo flaps [6]	34
2.32	Sistema di riferimento per controllo verticalità [6]	34
2.33	Azioni correttive lungo piano X - X [6]	35
2.34	Azioni correttive lungo piano Y - Y [6]	35
2.35	Azioni correttive lungo asse di rotazione Z [6]	35
2.36	Differenze tra strutture con fondazioni profonde e terreno migliorato [4]	37
2.37	Tecnologie di addensamento a confronto [4]	38
2.38	Composizione terreno e definizione Indice dei vuoti [4]	38
2.39	Varietà di Pounders [4]	39
2.40	Effetti della DC [4]	39

2.41	Griglia di trattamento terreno [3]	39
2.42	Componenti struttura macchina [7]	42
2.43	SC 135 Tiger [7]	42
2.44	Cingoli [7]	43
2.45	Rotazione torretta [7]	43
2.46	Interno torretta [7]	44
2.47	Tetto torretta [7]	44
2.48	Zavorra modulabile [7]	44
2.49	Vasca argani [7]	45
2.50	Cabina [7]	45
2.51	Sistema HDD [7]	46
2.52	Sistema HWD [7]	46
2.53	Versione Tiger (sn) e Cougar (dx) in configurazione Idrofresa [7]	47
2.54	Tubo fango (sn) tubi idraulici (dx) [7]	48
2.55	Avvolgitore elettrico [7]	49
2.56	Testata [7]	49
2.57	Serie SC disponibile	52
2.58	Serie SC futura	54
3.1	Cinematismo SC 130 Tiger Plus in allestimento Idrofresa [10]	58
3.2	Cinematismo schematizzato con tiro in prima (sn) e tiro in seconda (dx)	59
3.3	Distribuzione prese di forza [10]	61
3.4	Assemblaggio pompe su alberi disposti nelle prese di forza [10]	62
3.5	Prospetto argani: Ingresso motore idraulico (sn), frizione (dx) [10]	62
3.6	Connessioni idrauliche a frizione (sn) e pedale "freno positivo"(dx) [10]	64
3.7	Trasmissione motori idraulici - argani [11]	64
3.8	Gruppo di alimentazione circuito chiuso [10]	68
3.9	Blocco switch: prospetto anteriore (sn) e posteriore (dx) [10]	71
3.10	Gruppo di regolazione e controllo circuito chiuso [10]	72
3.11	Gruppo utenze [10]	74
3.12	Gruppo alimentazione circuito aperto [10]	77
3.13	Gruppo di regolazione e controllo circuito aperto [10]	81
3.14	Sistema oleodinamico di movimentazione argani completo [10]	82
3.15	Posizione comandi in cabina [10]	87
3.16	Circolazione olio gruppo alimentazione nella sequenza: salita lenta argano posteriore	90
3.17	Struttura schematizzata dell'elemento logico [10]	91

3.18	Circolazione olio gruppo di controllo e regolazione, e utenza nella sequenza: salita lenta argano posteriore	92
3.19	Circolazione olio gruppo alimentazione nella sequenza: discesa lenta argano posteriore	95
3.20	Circolazione olio gruppo di controllo e regolazione, e utenza nella sequenza: discesa lenta argano posteriore	96
3.21	Sistema di controllo galleggiamento e valvola elettro-proporzionale [10]	99
3.22	Schema a blocchi per sequenze operative di studio in circuito aperto [10]	100
3.23	Plancia comandi di scavo [10]	102
3.24	Circolazione olio gruppo alimentazione, regolazione e controllo, nella sequenza: <i>02 ArPost Gall Start2</i>	108
3.25	Circolazione gruppo utenza, di regolazione e controllo del circuito chiuso, nella sequenza: <i>02 ArPost Gall Start2</i>	109
3.26	Circolazione olio gruppo alimentazione, regolazione e controllo, nella sequenza: <i>04 ArPost Gall ON</i>	113
3.27	Circolazione gruppo utenza, di regolazione e controllo del circuito chiuso, nella sequenza: <i>04 ArPost Gall ON</i>	114
4.1	Modello MECMAS21	124
4.2	Parametri modulo fresante	125
4.3	Modello RSHE001	125
4.4	Modello RSHE002	126
4.5	Modello WINCH01	126
4.6	Modello MECROPE0	127
4.7	Parametrizzazione lunghezze funi a sbalzo	127
4.8	Parametri fune	129
4.9	Modello MECRL0	130
4.10	Modello MECFR1R0A	131
4.11	Modello alternativo al freno di stazionamento	131
4.12	Modello matematico e funzione “reset integrator friction model” . .	131
4.13	Parametri frizioni	132
4.14	Modello PM000	133
4.15	Modello RN000	133
4.16	Modello RN001	134
4.17	Modello di cinematismo	134
4.18	Modello FP04	135
4.19	Modello HYDVPD0	136
4.20	Tabella di riferimento pompe	136

4.21	Parametri pompe circuito chiuso	137
4.22	Modello PU001	137
4.23	Modello RV010	137
4.24	Modello HYDVMD0	138
4.25	Tabella di riferimento motori	138
4.26	Modello HYDORF0	139
4.27	Caratteristiche elementi logici	139
4.28	Modello oleodinamico di simulazione in circuito chiuso	140
4.29	Caratteristiche tubazioni	140
4.30	Modello completo di simulazione circuito chiuso	141
4.31	Risposta del cinematismo alla fase di salita unità fresante	143
4.32	Allungamento atteso della fune durante la fase di salita con unità a 50 m sotto il piano campagna	144
4.33	Fluttuazioni di pressione e velocità unità fresante	144
4.34	Circolazione olio nel circuito chiuso nella movimentazione in salita (sn) e discesa (dx)	145
4.35	Periodo e movimentazioni monitorate della SC 130 Tiger Plus di Piazza Venezia, Roma [3] [12]	146
4.36	Salita manuale (sn), salita automatica (dx) [12]	147
4.37	Parametri estrapolati da DMS per fase di salita unità fresante	147
4.38	Equazione forze viscosi	148
4.39	Parametrizzazione coefficiente di attrito viscoso modulo	149
4.40	Prestazioni circuito chiuso per fase di salita in funzione della cilin- drata della pompa	150
4.41	Monitoraggio [12] ed estrapolazione dati DMS per fase di discesa unità fresante	151
4.42	Prestazioni circuito chiuso per fase di discesa in funzione della ci- lindrata della pompa	152
4.43	Portate del circuito chiuso in funzione della cilindrata della pompa	153
4.44	Modello HV001	155
4.45	Caratteristiche valvola compensatrice NC	155
4.46	Caratteristica valvola di strozzamento	156
4.47	Semplificazione modello principale con modello parallelo	157
4.48	Modello QS00	157
4.49	Tempo di pressurizzazione per 1.5 l/min	158
4.50	Portate elaborate da regolatore di portata a tre vie compensato	158
4.51	Caratteristiche valvole direzionali a sette vie	159
4.52	Caratteristiche dichiarate da fornitore per valvole a due vie	159
4.53	Caratteristiche implementate per valvola a due vie	160

4.54	Modello CV012	160
4.55	Caratteristiche valvola unidirezionale	160
4.56	Modello HYDLPC0	161
4.57	Caratteristiche compensatore NA	161
4.58	Modello HSV24-0658	161
4.59	Caratteristiche valvola elettro-proporzionale	162
4.60	Modello HYDORG10	162
4.61	Caratteristiche sezione trafilemanti	163
4.62	Prestazioni modello dei trafilemanti	163
4.63	Caratteristiche tubazioni	164
4.64	Modello completo di simulazione circuito aperto	165
4.65	Differenza operativa tra pressurizzazione e galleggiamento	166
4.66	Prestazioni circuito aperto nella calibrazione del segnale YE48	167
4.67	Prestazioni circuito aperto in funzione della velocità di avanzamento	1169
4.68	Prestazioni circuito aperto in funzione della velocità di avanzamento	2170
4.69	Monitoraggio fase di scavo macchina da DMS [12]	170
4.70	Divergenze dati DMS con simulazione circuito aperto 1	171
4.71	Differenze prestazionali tra galleggiamento con modulo a contatto con terreno o meno, per velocità di 10 cm/min	172
4.72	Prestazioni circuito aperto in funzione della velocità di avanzamento con modulo a contatto con il terreno	172
4.73	Segnali YE48 per determinate velocità di movimentazioni	173
4.74	Divergenze dati DMS con simulazione circuito aperto 2	173
4.75	Prestazioni 1° simulazione di galleggiamento secondo sequenze ope- rative	174
4.76	Prestazioni 2° simulazione di galleggiamento secondo sequenze ope- rative	175

Elenco delle tabelle

2.1	Valori tipici UCS [5]	18
4.1	Dati fune Diepa	128
4.2	Lughezze fisse tratti di fune, espresse in m	129
4.3	Momenti d'inerzia elementi volventi	130
4.4	Caratteristiche tubazioni circuito aperto	164

Introduzione

Il mercato delle infrastrutture, in costante evoluzione, richiede alle tecnologie del sottosuolo prestazioni sempre più avanzate, capaci di spingersi al limite delle possibilità attualmente disponibili. Questa crescente domanda di innovazione obbliga le aziende del settore a un continuo adattamento, spingendole a sviluppare soluzioni che combinano affidabilità, versatilità e prestazioni d'eccellenza. Tra queste aziende si distingue Soilmec, che nel corso della sua storia ha dimostrato di saper rispondere con prontezza e creatività alle richieste del mercato, fornendo macchinari progettati su misura per affrontare sfide ingegneristiche sempre più complesse.

Negli ultimi anni, tuttavia, il panorama del settore ha subito un'importante trasformazione. La crescente preferenza del mercato per tecnologie standardizzate, pronte all'uso, ha ridotto la frequenza con cui vengono commissionate macchine altamente specializzate e progettate su misura. Questo cambiamento ha spinto l'azienda a riconsiderare la propria strategia, adottando un approccio che concilia la richiesta di prodotti più standard, capaci di ridurre i tempi di disponibilità sul mercato, con l'esigenza di mantenere la versatilità e l'adattabilità che hanno sempre caratterizzato le sue soluzioni. Tale transizione rappresenta una sfida significativa per Soilmec, impegnata a garantire macchinari affidabili e ripetibili nel tempo senza sacrificare la flessibilità necessaria per rispondere alle esigenze più specifiche.

In questo contesto si inserisce la SC 130 Tiger Plus, una macchina concepita per rappresentare il punto di incontro tra robustezza, affidabilità e versatilità, nonché uno dei principali esempi di risposta al cambiamento del mercato. Questo macchinario, evoluzione della versione SC 130 HD originariamente dedicata a operazioni in modalità Heavy-Duty, è stato sviluppato attraverso un approccio progettuale che ha ampliato le funzionalità della macchina base, integrando tecnologie aggiuntive per rispondere a un più ampio spettro di applicazioni operative. Le modifiche apportate, sia a livello hardware che di configurazione, hanno trasformato la SC 130 Tiger Plus in un prodotto polivalente, capace di adattarsi a diverse tecnologie del sottosuolo senza compromettere le prestazioni.

Tuttavia, questa versatilità ha comportato un inevitabile aumento della complessità tecnica e operativa della macchina. Proprio per questo, il presente elaborato si pone l'obiettivo di analizzare a fondo il sistema di movimentazione dell'unità fresante, propria della tecnologia Idrofresa, fornendo le basi per possibili ottimizzazioni future. L'analisi proposta intende contribuire a migliorare le prestazioni del macchinario, individuando soluzioni che possano semplificarne la gestione e consolidarne il ruolo nel mercato come esempio di eccellenza tecnologica e strategica.

Capitolo 1

Introduzione al Gruppo Trevi

Per fornire una panoramica generale del Gruppo Trevi, composto dalle divisioni Trevi e Soilmec, è significativo richiamare una frase che il Gruppo stesso adotta come principio guida: *“Ogni volta che l’uomo punta in alto, le radici crescono sempre più in profondità”*.

Questa citazione riflette come l’innovazione e la continua crescita del settore delle costruzioni spingano il Gruppo Trevi ad adottare costantemente nuove tecnologie per le fondazioni. Tale approccio si manifesta nella capacità di proiettarsi verso nuove sfide, come dimostrano i suoi 68 anni di storia, che lo hanno reso leader mondiale nel settore delle fondazioni speciali e delle tecnologie per la perforazione.

Descrivendo le due divisioni, Trevi e Soilmec, con i loro distinti ambiti operativi e competenze specifiche, si può apprezzare meglio come, unite dalla sinergia e dalla filosofia di adattamento e dinamicità, abbiano riflesso questi aspetti concretamente con una vasta gamma di macchinari, oltre che nell’intercambiabilità delle tecnologie sviluppate.

1.1 Panoramica Gruppo Trevi e divisione Trevi S.p.A.: Gamma servizi



Figura 1.1: Logo Trevi Group S.p.A. [1]

Fondato a Cesena nel 1957 da Davide Trevisani, Trevi Group S.p.A. rappresenta un'eccellenza nell'ingegneria del sottosuolo. Il Gruppo, oggi sotto controllo di CDP Equity Investimenti S.p.A. e Polaris Capital Management LLC, è strutturato intorno

a due divisioni principali: Trevi S.p.A. e Soilmec S.p.A., con la capogruppo Trevi-Finanziaria Industriale S.p.A., quotata alla Borsa di Milano sin dal 1999.



Figura 1.2: Sede centrale Trevi Group, Cesena (FC) [2]



Figura 1.3: Logo Trevi S.p.A. [1]

Con oltre 68 anni di attività, **Trevi S.p.A.** ha consolidato una reputazione di eccellenza grazie alla sua capacità di operare in contesti eterogenei, sia terrestri che marini. Attualmente attiva in più di 40 paesi, l'azienda gestisce numerose filiali e si distingue come leader globale nel settore delle fondazioni speciali e del consolidamento dei terreni per grandi infrastrutture.

Di seguito, alcune aree chiave e progetti esemplari che possono illustrare il valore delle soluzioni offerte:

- **DIGHE:** Trevi ha partecipato a oltre 170 progetti, dimostrando competenze sia nella costruzione di nuove dighe sia nella riparazione di strutture esistenti con problemi di infiltrazioni, affrontando notevoli problematiche come la realizzazione di schermi impermeabili. Questi interventi includono:
 - ◊ Messa in sicurezza della diga di **Mosul (Iraq)** [2016 – 2019];
 - ◊ Risanamento della diga di **Wolf Creek (U.S.A)** [2008 – 2013].



Figura 1.4: Diga di Mosul [3]



Figura 1.5: Diga di Wolf Creek [3]

- **LAVORI MARITTIMI:** In questo settore, Trevi fornisce soluzioni integrate che spaziano dalle opere di protezione costiera e dragaggi alla realizzazione di infrastrutture in calcestruzzo armato come porti o banchine. Alcuni esempi notevoli includono:
 - ◊ Costruzione terminal portuale e ricostruzione della banchina di **Galataport (Turchia)** [2016 – 2019];
 - ◊ Realizzazione di celle di anti-liquefazione ad **Anse du Portier (Principato di Monaco)** [2019 – 2020].



Figura 1.6: Banchina di Galataport [3]



Figura 1.7: Anse du Portier [3]

- **EDILIZIA INDUSTRIALE E CIVILE:** Trevi eccelle nella realizzazione di opere di fondazione e consolidamento in centri abitati aventi spazi ristretti con vicinanza di edifici e servizi preesistenti. L'uso di tecnologie a basso impatto ambientale è una priorità:
 - ◇ Costruzione del diaframma di contenimento **Ground Zero (U.S.A.)** [2006 – 2007];
 - ◇ Fondazioni per **ICD Brookfield Place (UAE)** [2016 – 2018].



Figura 1.8: Ground Zero [3]



Figura 1.9: ICD Brookfield Place [3]

- **VIE DI COMUNICAZIONE:** Trevi ha maturato una grande esperienza nel settore dei trasporti, come dimostrano gli oltre 50 progetti di metropolitane realizzati in tutto il mondo. Tra i lavori più significativi:
 - ◇ Diaframmi di contenimento per la **Metro Roma “Linea C” (Italia)** [2007 – in corso];
 - ◇ Costruzione dei diaframmi di supporto per il **Cityringen Metro Project (Danimarca)** [2011 – 2018].



Figura 1.10: Metro C Roma [3]



Figura 1.11: Cityringen [3]

- **AMBIENTE:** La divisione ambientale di Trevi si distingue per il suo ruolo chiave nella messa in sicurezza e bonifica di siti contaminati. Tra i principali progetti:
 - ◇ Bonifica e messa in sicurezza delle **discariche di Manfredonia (Italia)** [2010 – 2011];
 - ◇ Realizzazione del bacino di carenaggio **Porto di Palermo 15000 TPL (Italia)** [2015 – 2017].



Figura 1.12: Discariche di Manfredonia [3]



Figura 1.13: Porto di Palermo [3]

- **PROGETTI SPECIALI:** Trevi affronta con successo le sfide che richiedono competenze particolari ed un mix di soluzioni innovative. Tra i lavori più iconici:
 - ◇ Restauro della **Torre pendente di Pisa (Italia)** [1995 – 2001];
 - ◇ Rimozione della nave **Costa Concordia (Italia)** [2012 – 2013].



Figura 1.14: Restauro Torre di Pisa [3]

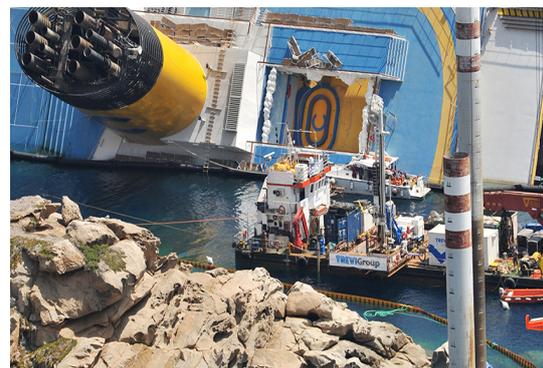


Figura 1.15: Rimozione Costa Concordia [3]

I risultati ottenuti dalla divisione Trevi S.p.A. testimoniano l'eccellenza e l'affidabilità che l'azienda è in grado di offrire, grazie alla sua capacità di affrontare con successo progetti complessi in qualsiasi contesto. Questa leadership nel settore delle fondazioni speciali e del consolidamento del terreno è il risultato di una combinazione unica di competenze, tecnologie avanzate e una filosofia aziendale orientata alla costante innovazione.

Parte integrante di questa capacità è rappresentata dal contributo fondamentale di Soilmec S.p.A., che verrà descritta in seguito con particolare attenzione alla gamma di prodotti.

1.2 Divisione Soilmec S.p.A.: Gamma prodotti



Figura 1.16: Logo Soilmec S.p.A. [1]

La divisione responsabile della progettazione e produzione di attrezzature all'avanguardia, che hanno reso possibili tutti i progetti menzionati, è stata fornita da

Soilmec S.p.A.

Il solido e continuo interscambio creatosi nel tempo tra le due divisioni ha permesso al Gruppo Trevi di consolidare il proprio ruolo di riferimento nel settore dell'ingegneria del sottosuolo.

Fondata nel 1969 e attualmente presente in oltre 70 paesi, Soilmec si distingue per il suo contributo all'innovazione tecnologica, coerentemente con la filosofia del Gruppo Trevi. Questo impegno è concretizzato attraverso l'attività del proprio Centro di Ricerca e Sviluppo e dell'ufficio Tecnico, grazie ai quali l'azienda ha registrato oltre 100 brevetti. Tale patrimonio di innovazione consolida la posizione di Soilmec come leader mondiale nella progettazione, produzione e commercializzazione di attrezzature, impianti e servizi per le società specializzate nella costruzione di fondazioni. Le soluzioni sviluppate vengono costantemente perfezionate grazie a sperimentazioni approfondite sul campo, consentendo a Soilmec di offrire una gamma completa di prodotti e servizi capaci di rispondere ad ogni esigenza operativa e di cantiere nell'ambito dell'ingegneria del sottosuolo.

Di seguito saranno presentate le principali attrezzature progettate e realizzate da Soilmec. Questi macchinari dimostrano concretamente come l'intercambiabilità e la sinergia tra le divisioni Trevi e Soilmec si traduca in un'offerta ampia, rafforzando ulteriormente il ruolo del gruppo come punto di riferimento nel settore dell'ingegneria del sottosuolo.

1.2.1 Perforatrici Idrauliche per tecnologie Pali di grande diametro

Tra le principali aree di investimento di Soilmec si trovano le macchine dedicate alla realizzazione di **fondazioni profonde (o indirette)**, che si distinguono da quelle **superficiali (o dirette)**, per la modalità con cui trasferiscono il carico verticale dell'infrastruttura al terreno. Nel primo caso, grazie a degli elementi strutturali collocati nel terreno, solitamente di cemento, si scarica il peso sovrastante delle infrastrutture verso strati di terreno più profondi e resistenti, superando così le limitazioni di portanza degli strati superficiali. Contrariamente, le fondazioni superficiali operano direttamente su strati di terreno adiacenti alla struttura, senza necessità di elementi collocati in profondità, come illustrato nella *figura 1.17*.



Figura 1.17: Distinzione fondazioni dirette ed indirette [2]

Questi elementi strutturali prendono il nome di Pali, la cui dimensione, scelta in base alle caratteristiche del terreno e della struttura da realizzare, influisce direttamente sulla tecnologia utilizzata e, di conseguenza, sui macchinari richiesti.

In origine, il Gruppo realizzava le fondazioni utilizzando pali prefabbricati, pronti per essere inseriti direttamente nel terreno attraverso il macchinario chiamato battipalo, una tecnologia che segnò il debutto del Gruppo nel mercato. Tuttavia, pur essendo una soluzione strutturalmente efficace, risulta un metodo eccessivamente rigido per rispondere alla crescente complessità delle esigenze costruttive. Per questo motivo, da oltre 50 anni, Soilmec ha intrapreso un percorso di innovazione orientato alla realizzazione in loco dei pali, un processo che prevede una perforazione preliminare seguita dal riempimento del foro con agenti cementanti.

Nel contesto dei Pali da grande diametro (caratterizzati da un diametro di scavo superiore a 300 mm), la scelta dell'utensile di perforazione è determinante nel definire la dimensione finale della fondazione.

Soilmec offre una gamma di macchinari specificamente progettati per questo tipo di tecnologia, organizzati nelle seguenti linee:



Figura 1.18:
Linea SR

LINEA SR

Rappresenta la **gamma principale** di **Soilmec**. Questi macchinari, montati su un sottocarro cingolato, integrano nel corpo principale i sistemi idraulici, la cabina per l'operatore e un sistema di argani progettato per sostenere l'"antenna", la struttura verticale fondamentale durante le operazioni di perforazione. L'antenna è progettata per resistere alle sollecitazioni trasmesse dall'asta di perforazione durante il lavoro. Un elemento chiave presente in tutte le macchine da perforazione è il motore idraulico, comunemente noto come "*Rotary*". Questo dispositivo, libero di scorrere lungo l'antenna, converte la potenza idraulica in potenza meccanica, necessaria per azionare l'asta di perforazione. All'estremità dell'asta si trova l'utensile di scavo, responsabile della rimozione del materiale dal terreno.



Figura 1.19:
Linea STM

LINEA STM

Questa linea offre un'alternativa più compatta e mobile alla tecnologia SR, grazie al montaggio diretto su un camion. Questa soluzione permette di ridurre i tempi di assemblaggio della macchina in cantiere, poiché elimina la necessità di trasportare ed assemblare separatamente i diversi componenti del macchinario. Inoltre, il sistema è progettato per garantire una maggiore stabilità durante la perforazione, grazie alla presenza di 4 stabilizzatori idraulici integrati nel telaio del veicolo.



Figura 1.20:
Linea SF

LINEA SF

La linea SF è progettata per consentire la realizzazione di pali di grande lunghezza in un'unica passata, evitando le fasi intermedie di scarico del materiale di scavo, tipiche delle altre linee dotate di tecnologia di perforazione standard per opere a profondità elevate. Questa linea è dedicata esclusivamente alla tecnologia CFA (*Continuous Flight Auger*), che combina i vantaggi strutturali dei pali prefabbricati con la flessibilità e l'elevata produttività delle tecniche di perforazione in loco. A differenza delle macchine delle linee SR e STM che possono essere configurate per adottare la tecnologia CFA tramite l'uso di utensili specifici, le macchine della linea SF sono ottimizzate esclusivamente per questa tecnologia. Questo approccio garantisce prestazioni superiori ed una maggiore efficienza nei contesti applicativi dedicati, ma limita la flessibilità operativa, rendendo questa linea meno versatile rispetto alle altre.

1.2.2 Impianti di Perforazione per tecnologie di Micropali e gallerie

A differenza dei macchinari progettati per i Pali di grande diametro, quelli destinati alla realizzazione dei Micropali non solo operano con **diametri inferiori** ai 300 mm, ma possono essere integrati con tecnologie per il *consolidamento*¹ del terreno e/o la riduzione della *permeabilità*² dei corpi solidi porosi e permeabili, come rocce fessurate, sabbie e ghiaia. In questo contesto, si fa riferimento alla tecnologia delle iniezioni.

Un aspetto distintivo di questi macchinari è che la dimensione dello scavo non è necessariamente vincolata al diametro dell'utensile. Un esempio è la tecnologia del Jet Grouting, in cui fluidi ad alta pressione vengono spruzzati attraverso ugelli posizionati sull'estremità dell'utensile. Questo processo consente di ottenere un diametro di trattamento significativamente maggiore rispetto a quello dell'utensile stesso.

Questa gamma di macchinari è progettata per rispondere ad alcune esigenze specifiche del settore delle fondazioni speciali, offrendo la possibilità di aumentare la portanza del terreno con attrezzature compatte e flessibili. Tali macchine consentono, ad esempio, di eseguire anche trattamenti in orizzontale, anziché solo in verticale come nei macchinari per pali di grande diametro. Inoltre, permettono di garantire vantaggi significativi in termini di tempi e modalità di esecuzione su terreni sciolti. Tuttavia, rispetto alle altre linee, le loro capacità in termini di potenza e profondità di trattamento risultano più limitate.

Questi impianti comprendono due linee principali:

LINEA SM



Figura 1.21:
Linea SM

Rappresenta la gamma principale delle perforatrici multifunzionali per la tecnologia micropalo. A differenza delle altre perforatrici, questa linea non include una cabina per l'operatore, che deve però comandare la realizzazione dello scavo in prossimità della macchina. Dato questo limite previsto, per garantire sicurezza, ogni macchina è dotata di una gabbia protettiva, progettata per prevenire incidenti causati da detriti proiettati durante le operazioni. La linea SM introduce per la prima volta nella storia della divisione la tecnologia e-tech che consente il funzionamento

completo del macchinario senza motori termici, garantendo così un ridotto impatto ambientale e maggiore sostenibilità.

¹ Aumento della capacità di resistenza alle sollecitazioni esterne

² Capacità di un terreno/roccia ad essere attraversato dall'acqua



Figura 1.22: Linea ST

LINEA ST

Questa linea è stata specificamente sviluppata per supportare la realizzazione di tunnel. Progettata per operare anche in condizioni gravose, permette l'implementazione di tecnologie solitamente riservate ai macchinari per grandi diametri, in una configurazione più compatta. Le macchie della linea ST offrono inoltre una maggiore flessibilità, grazie alla possibilità di lavorare con angoli di inclinazione più ampi in orizzontale, adattandosi così alle esigenze specifiche dei cantieri sotterranei.

1.2.3 Escavatori Idraulici a Fune

Il nome di questa serie di macchine deriva dalle funzionalità offerte dal sistema di funi, progettato per movimentare materiali, equipaggiamenti o attrezzature speciali. Le macchine che utilizzano questo sistema vengono identificate con l'acronimo **SC** (*Soilmec Cranes*), seguite da un numero che ne indica la capacità di sollevamento. A differenza delle serie trattate in precedenza, le macchine SC non sono progettate specificatamente per implementare solo tecnologie di perforazione, ma svolgono anche un ruolo chiave nelle operazioni più gravose dei cantieri. Questa caratteristica conferisce loro una notevole multifunzionalità.

La serie SC comprende le macchine più imponenti e versatili offerte dalla divisione, capaci di integrare diverse tecnologie a seconda delle esigenze operative. Seppur presentino una struttura simile tra loro, le macchine possono essere classificate nelle seguenti due linee:

LINEA HD

L'acronimo HD sta per **Heavy Duty**, e questa linea comprende macchinari robusti, montati su un carro cingolato. Sulla base macchina sono integrati la cabina per l'operatore e un sistema di argani dedicati sia al sollevamento del braccio che dei carichi applicati all'estremità del bozzello. La linea HD è progettata per realizzare diverse operazioni, quali movimentazione di materiali o installazione di attrezzature, con capacità di sollevamento che possono raggiungere fino le 130 tonnellate. Tale versatilità è resa possibile grazie alla possibilità di sostituire o l'utensile di lavoro o il braccio tralicciato, il quale può arrivare ad un'altezza di 50 metri.



Figura 1.23:
Linea HD



Figura 1.24:
Linea Idrofresa

LINEA IDROFRESE

Questa linea è appositamente progettata per la realizzazione dei diaframmi, strutture parallelepipedo che possono estendersi nel terreno per centinaia di metri. Pur condividendo molte caratteristiche strutturali con la linea HD, le macchine Idrofresa sono dotate di componenti e optional aggiuntivi necessari per garantire un funzionamento efficiente durante l'implementazione di questa specifica tecnologia.

La linea Idrofresa è composta principalmente da due modelli: **Tiger** e **Cougar**, che si distinguono per il sistema di movimentazione dell'utensile utilizzato per realizzare i diaframmi. Queste differenze permettono di ottenere diverse prestazioni a seconda delle esigenze applicative, offrendo più soluzioni ad alte prestazioni e precisione nel settore dell'ingegneria del sottosuolo.

Capitolo 2

Panoramica SC 130 Tiger Plus

Nel presente capitolo vengono approfondite le caratteristiche della serie SC, con un focus specifico sulla Linea idrofresa e, in particolare, sulla macchina SC 130 Tiger Plus. Oltre alla mera descrizione delle principali tecnologie implementate e della struttura della Tiger, le informazioni presentate saranno utili per comprendere l'evoluzione della macchina nel corso degli anni.

Tale sviluppo, contraddistinto da numerose modifiche progettuali, ha richiesto il mantenimento di un equilibrio tra le funzionalità della macchina in tutte le configurazioni e allestimenti. Ciò ha reso necessario uno studio dettagliato della versione attuale della macchina nel contesto del funzionamento in configurazione Idrofresa, con particolare attenzione alla fase di galleggiamento.

Questo approccio consentirà, da un lato, di apprezzare l'unicità di questa categoria di macchine, che rappresentano l'essenza del Gruppo nel perseguire continuamente innovazione e intercambiabilità, qualità sintetizzate nell'aggettivo "Plus". Dall'altro lato, fornirà una base solida per comprendere il funzionamento della macchina nella sua versione attuale, ponendo inoltre le fondamenta per individuare le possibili soluzioni che permetteranno alla Tiger di contribuire in maniera significativa al perseguimento degli obiettivi aziendali futuri e al raggiungimento dei traguardi prefissati.

2.1 Tecnologie chiave per lo sviluppo dell'Allestimento macchina

Le macchine SC 130 Tiger Plus rappresentano la categoria più versatile ed intercambiabile attualmente offerta da Soilmec S.p.A. per la linea Idrofresa. Un esempio delle potenziali tecnologie disponibili è illustrato in *figura 2.1*. Rispetto al modello simile, denominato “Cougar”, la Tiger viene prevalentemente scelta quando sorge la necessità di eseguire più tecnologie con un'unica macchina, evitando di creare una flotta di macchinari progettati specificamente per singole tecnologie. Questo è soddisfatto in modo eccellente dalla Tiger, grazie alla possibilità di modificare parzialmente la struttura della macchina.

Un aspetto distintivo che la Tiger sta acquisendo progressivamente nel tempo è la sua configurazione sempre più standard, che consente di ottimizzare le risorse, sia materiali che temporali, nelle fasi di esecuzione dei progetti. Al contempo, la macchina mantiene un alto grado di personalizzazione per soddisfare le esigenze specifiche del cliente.

L'obiettivo del presente paragrafo, oltre a fornire un approfondimento sulla tecnologia Idrofresa, è anche quello di presentare le tecnologie che hanno caratterizzato significativamente la componentistica “hardware” della macchina, necessarie per facilitare l'intercambiabilità senza comprometterne la corretta funzionalità. Tra queste, si annoverano i circuiti oleodinamici, che saranno trattati dettagliatamente nel capitolo dedicato, e gli aspetti legati alla struttura dell'allestimento, trattati invece nel prossimo paragrafo.



Figura 2.1: Tecnologie implementabili nella SC 130 Tiger Plus [2]

2.1.1 Diaframmi: tecnologia Benna Mordente ed Idrofresa

I diaframmi in calcestruzzo sono strutture utilizzate principalmente come supporto agli scavi profondi in situazioni in cui la pendenza del terreno supera l'angolo di naturale declivio. Questa caratteristica li rende una valida alternativa nelle tecnologie dell'ingegneria del sottosuolo per la realizzazione di muri di sostegno destinati a scavi profondi. Sebbene meno comuni, i diaframmi possono essere impiegati anche come elementi di fondazione.

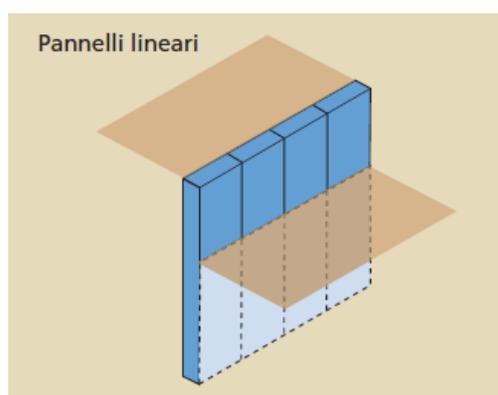


Figura 2.2: Schematizzazione pannelli lineari [4]

La realizzazione di un diaframma prevede l'asportazione del terreno tramite scavi modulari di sezione rettangolare, detti pannelli, come illustrato in *figura 2.2*. Questi pannelli devono essere collegati con precisione per garantire una struttura continua, prevenendo fenomeni di infiltrazione d'acqua e rispettando al contempo le dimensioni e le prestazioni richieste dal progetto. La funzione principale del diaframma e il livello di controllo dell'impermeabilità variano in base all'applicazione. Nel caso di opere di supporto agli scavi, l'impermeabilità riveste un ruolo cruciale rispetto alla capacità di contenere

la spinta orizzontale del terreno adiacente. Al contrario, nei muri di sostegno è il contenimento stesso a risultare prioritario; un esempio di quest'ultima applicazione è mostrato in *figura 2.3*.

Grazie alle loro caratteristiche, i diaframmi sono particolarmente adatti alla costruzione di infrastrutture sotterranee, quali parcheggi o stazioni metropolitane.

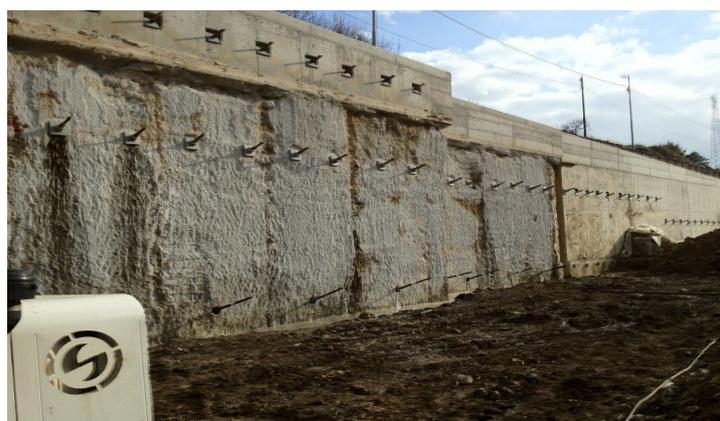


Figura 2.3: Esempio diaframma utilizzato come muro di sostegno [3]

Gli elementi realizzati possono presentare caratteristiche differenti in base alla tecnologia adottata. Nel caso di attrezzature “**standard**”, tipiche delle tecnologie a **Benna Mordente**, le profondità raggiungibili si attestano generalmente tra i 40 e gli 80 m, con spessori compresi tra 600 e 1500 mm. Tuttavia, queste tecnologie presentano limitazioni nell’attraversamento di rocce moderatamente resistenti o di terreni con la presenza di *trovanti*¹.

Al contrario, l’utilizzo di tecnologie “**speciali**”, caratteristiche della tecnologia **Idrofresa**, consente di raggiungere profondità superiori ai 100 m, con spessori che possono superare i 2000 mm. Inoltre, questa tecnologia è in grado di attraversare qualsiasi tipologia di terreno e fratturare rocce con valori UCS^2 compresi tra 60 e 80 MPa, con picchi fino a 150 MPa. Nella *tabella 2.1* sono riportati dei valori tipici di UCS in funzione alla tipologia di roccia, evidenziando che il valore massimo rilevato permette di fratturare rocce granitiche. In *figura 2.4* sono sintetizzati i range delle caratteristiche dei diaframmi ottenibili dalle due tecnologie.

Tabella 2.1: Valori tipici UCS [5]

Materiale	UCS(MPa)	Caratteristiche
Calcere tenero	10 ÷ 20	Moderatamente debole
Arenaria	50 ÷ 120	Moderata
Calcere compatto	80 ÷ 200	Roccia molto resistente
Granito	80 ÷ 200	Roccia molto resistente
Basalto	150 ÷ 300	Roccia estremamente resistente

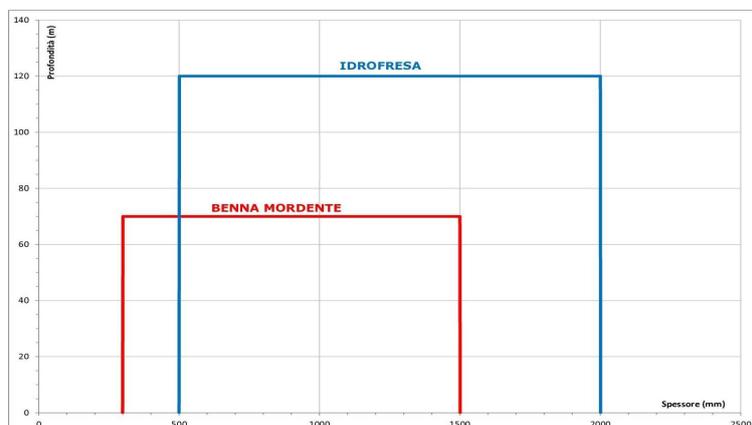


Figura 2.4: Caratteristiche ottenibili in funzione della tecnologia utilizzata [4]

-
- ¹ Tipologie di terreni formati da granuli grossolani > 300 mm
² Unconfined Compressive Strength: in geotecnica, misura la resistenza di una roccia o terreno alla compressione senza confinamento laterale del campione

Il metodo per realizzare i pannelli lineari è comune a entrambe le tecnologie. Si procede inizialmente con la costruzione dei **pannelli primari**, eseguita operando nel terreno naturale, seguita dalla realizzazione dei **pannelli secondari**, intermedi o di chiusura, che vengono costruiti tra due pannelli primari già gettati, come rappresentato in *figura 2.5*.

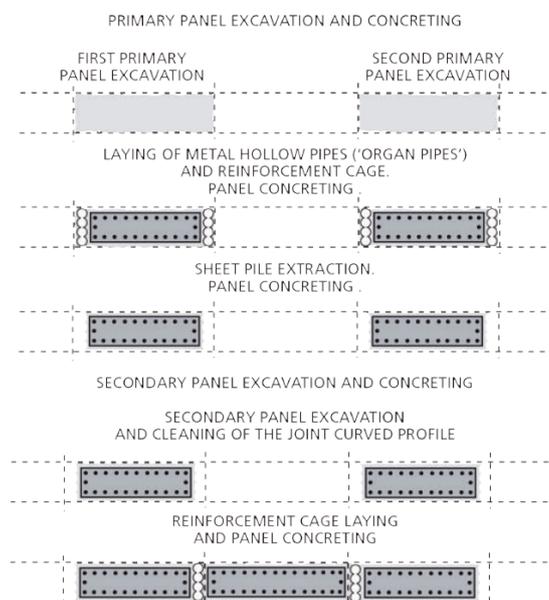


Figura 2.5: Realizzazione diaframmi tramite metodo pannelli primari e secondari [4]

La principale differenza tra i pannelli realizzati con le due tecnologie, oltre alle caratteristiche ottenibili, riguarda i limiti di scavo della Benna Mordente rispetto all'Idrofresa. Questi limiti influenzano le **tipologie di giunzioni** necessarie per garantire la tenuta idraulica tra pannelli primari e secondari.

Sebbene le tecnologie descritte in seguito rappresentino il metodo più comune per realizzare diaframmi profondi, altre tecnologie, come quelle implementate nella Linea SR, in particolare il *CSP* (Cased Secant Pile), offrono risultati analoghi per profondità di scavo contenute. Un esempio è mostrato in *figura 2.6* dove è possibile osservare da vicino la costruzione di un muro di sostegno attraverso pali secanti.



Figura 2.6: Muro di sostegno realizzato in CSP [4]

BENNE MORDENTI

Questi utensili da scavo, progettati per la realizzazione di diaframmi, sono composti da due valve che si aprono e si chiudono per raccogliere il materiale scavato e trasportarlo fuori dallo scavo. I profili esterni delle valve sono dotati di denti, il cui scopo è scalpire il terreno durante le operazioni di scavo. Normalmente, le valve sono montate su un corpo-benna che contiene il sistema di apertura e chiusura. Come mostrato in *figura 2.7*, ai lati del corpo-benna sono fissati degli “scarponi”, elementi che, avendo le stesse dimensioni della benna quando è aperta, guidano l’utensile all’interno dello scavo strisciando lungo le pareti. Una caratteristica peculiare di questi utensili è la disposizione asimmetrica dei denti sulle valve: una valva presenta un numero pari di denti, mentre l’altra ne ha un numero dispari, come illustrato in *figura 2.8*. Questa configurazione assicura un corretto incastro durante la chiusura.



Figura 2.7: Corpo-benna [4]



Figura 2.8: Asimmetria dei denti [4]

Tuttavia, tale asimmetria comporta una problematica durante lo scavo: il lato con maggior numero di denti tende a rimuovere più terreno, causando deviazioni dalla verticalità desiderata. Per ovviare a questo problema, si adotta un metodo operativo specifico: la benna viene ruotata di 180 gradi ogni volta che viene introdotta nello scavo. Tale rotazione, resa possibile da un motore idraulico in sospensione collocato all’estremità del braccio della gru, bilancia lo scavo, consentendo di mantenere una traiettoria più rettilinea. Oltre a migliorare la precisione dello scavo, questa soluzione semplifica l’installazione e l’intercambiabilità della tecnologia benna. Infatti, grazie alla concentrazione della maggior parte dell’allestimento nella parte terminale della macchina, non sono necessarie modifiche sostanziali alla struttura principale. Questo rende il sistema più versatile e facilmente adattabile ad altre tecnologie.

Un ulteriore fattore che influisce sulla verticalità degli scavi è il peso dell'utensile. Affidandosi al principio del filo a piombo, il peso contribuisce naturalmente all'allineamento. In base alla tipologia di benna utilizzata, si possono ottenere risultati diversi in termini di precisione e qualità dello scavo.

Tipologie di benne

Si suddividono principalmente in due categorie: *Benne Meccaniche* e *Benne Idrauliche*, ciascuna caratterizzata da specifici meccanismi operativi e prestazioni.

Benne Meccaniche (GC)

Comunemente note come “Benne a Fune”, prendono il nome dal fatto che sia il sostegno sia la movimentazione sono affidate a due funi. Il meccanismo di chiusura e apertura delle valve sfrutta un sistema di rinvii meccanici, come schematizzato in *figura 2.9* e illustrato nell'esempio applicativo di *figura 2.10*. Le Benne Meccaniche si distinguono per il loro peso significativo, una caratteristica che consente una maggiore penetrazione nel terreno e un riempimento più efficace della benna. Questi aspetti assicurano una buona verticalità dello scavo, ma il peso può influire negativamente sulla stabilità durante la movimentazione.

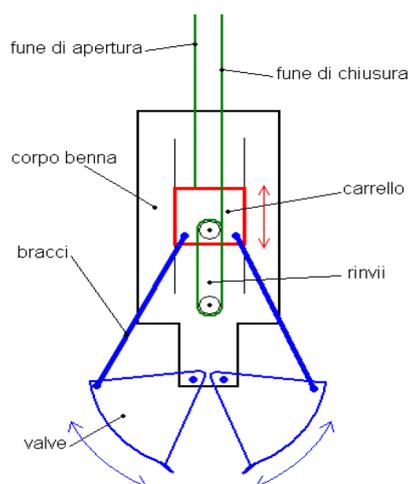


Figura 2.9: Cinematismo GC [4]



Figura 2.10: Esempio Benna a Fune [4]

Benne Idrauliche

Questa tipologia, invece, utilizzano martinetti idraulici per comandare l'apertura e la chiusura delle valve, mentre il sostegno è affidato a una singola fune. Rispetto alle Benne a Fune, quelle idrauliche risultano più sofisticate grazie alla presenza dell'impianto oleodinamico ma al contempo risultano essere più leggere. Questa leggerezza migliora la manovrabilità, a scapito però della precisione nella verticalità dello scavo. In base al numero di martinetti presenti, le Benne Idrauliche si classificano in due tipologie:

- **Benne BH**, questa configurazione prevede un unico martinetto che agisce su un carrello simile a quello delle Benne a Fune collegato alle valve tramite due bielle. Il martinetto, solidale al corpo, spingendo sul carrello permette di azionare le valve, come illustrato in *figura 2.11*;
- **Benne GH**, in questa, ogni valva è comandata da un martinetto dedicato, fissato al corpo benna. I martinetti agiscono direttamente sulle valve, mentre il sincronismo di apertura e chiusura è assicurato da due bielle collegare alle valve e guidate da un'asola sul corpo della benna, come mostrato in *figura 2.12*;

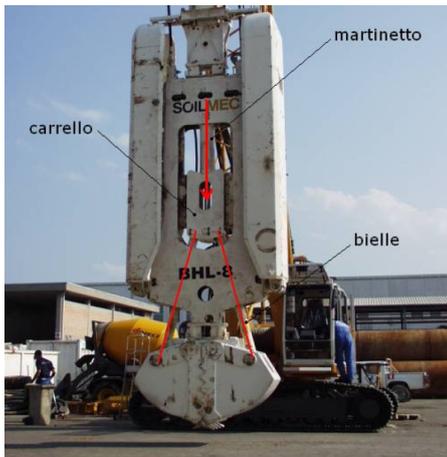


Figura 2.11: Cinematismo BH [4]



Figura 2.12: Cinematismo GH [4]

Giunto impermeabile tra pannelli

La tecnologia benna, grazie alla sua semplicità di allestimento, consente di realizzare le sezioni di scavo a notevoli profondità in modo efficiente. Per garantire la continuità tra le varie sezioni e assicurare la tenuta idraulica, i pannelli vengono collegati mediante giunzioni realizzate con varie tecniche. Una di queste è la tecnica dei tubi a perdere.

Nel processo, i pannelli primari vengono *distanziati leggermente di più* della larghezza del pannello stesso, lasciando lo spazio necessario per eseguire successivamente i pannelli secondari e la giunzione. Prima del getto di calcestruzzo si inseriscono negli scavi primari due tubi in PVC disposti verticalmente lungo i lati corti dello scavo, fissati all'armatura e appoggiati sul fondo, come mostrato in *figura 2.13*. Durante il getto, il calcestruzzo riempie tutta la sezione del pannello ad eccezione dei tubi. In questo modo, il pannello primario risulta avere due fori verticali. In seguito, dopo aver eseguito gli scavi secondari, utilizzando un utensile apposito, esposto in *figura 2.14*, si sgretola il cordone di calcestruzzo che separa il tubo dal pannello secondario, rompendo in questo modo anche il tubo.

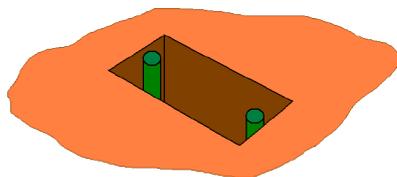


Figura 2.13: Giunzioni tubo a perdere [4]

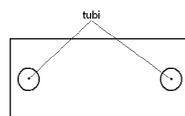


Figura 2.14: Utensile rimozione tubo [4]

Così si viene a creare una rientranza di forma circolare nel pannello primario che, durante il getto di calcestruzzo nel pannello secondario, viene riempita creando un collegamento continuo e impermeabile con il pannello primario, come illustrato in figura 2.15.



Figura 2.15: Giunzione tra pannelli con tecnica tubi a perdere [4]

Fattori di caratterizzazione dell'allestimento Tiger

Con le informazioni esposte, è possibile intendere che la realizzazione di diaframmi con tecnologia benna presenta una limitata capacità di scavo per ogni ciclo operativo. Questo limita l'efficienza generale del processo, caratterizzato da una sequenza alternata di fasi, con un'unica fase realmente utile: l'apertura delle valve per scavare il terreno sottostante. Questo limite, unito alla necessità di percorrere diversi metri per completare lo scavo, rende fondamentale ottimizzare la velocità verticale della benna nel foro, mantenendo al contempo elevata precisione nell'esecuzione e affidabilità delle manovre. Sfruttando le potenzialità della tecnologia, entrambe le tipologie di benne adottano un sistema di movimentazione basato sull'uso di funi avvolte su argani. Pertanto, è possibile ottenere le caratteristiche che si ricercano tramite degli **argani veloci con frizione**, per avere velocità sostenute di movimentazione ma controllate dall'operatore attraverso un pedale, accoppiati ad un **circuito oleodinamico chiuso**. Grazie a questa configurazione, si ottiene una combinazione di velocità ed affidabilità nelle diverse fasi di scavo, assicurando prestazioni elevate, senza compromettere la precisione delle movimentazioni.

Per supportare le elevate portate di transito richieste del circuito chiuso, è stato previsto un **circuito di lavaggio dedicato**. Questo circuito contribuisce a mantenere prestazioni ottimali senza compromettere la stabilità operativa. Come verrà discusso nell'ultimo paragrafo del presente capitolo, alcune delle soluzioni tecniche adottate per questa tecnologia saranno condivise con un'altra, contribuendo in modo determinante alle caratteristiche della macchina di interesse del seguente elaborato.

IDROFRESA

I limiti dei diaframmi eseguiti con benna mordente sono dovuti principalmente dall'impossibilità reale di correggere la deviazione della verticalità in maniera semplice ed efficace dopo una determinata profondità; analogamente la presenza di roccia rende difficoltosa e lenta l'esecuzione di diaframmi utilizzando benna mordente. Quando si devono raggiungere profondità anche superiori ai 100 m e qualora il progetto esiga di mantenere lo scostamento dall'asse verticale entro tolleranze dello 0,5 – 0,2%, è necessario utilizzare la tecnica dell'Idrofresa.

Unità fresante

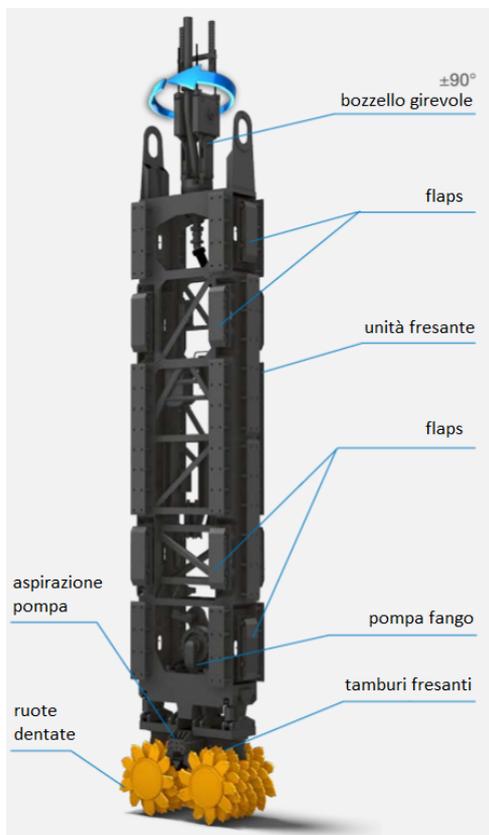


Figura 2.16: Unità fresante [6]

Rappresenta il componente principale della tecnologia ed è costituita da un telaio in acciaio di forma rettangolare, collegato alle funi di sollevamento mediante un bozzello girevole. Quest'ultimo ha una doppia funzione: da un lato consente il sollevamento dell'intera unità, dall'altro, grazie ad un motore idraulico posizionato all'estremità del braccio della gru, permette una rotazione del modulo fino a 90°. Questa rotazione è essenziale per agevolare la giunzione dei pannelli a diverse angolazioni.

All'esterno del telaio sono fissati i flaps, componenti che caratterizzano le larghezze e spessori dello scavo dei diaframmi. Questi componenti svolgono anche un ruolo attivo nella correzione della verticalità su più assi: tramite martinetti idraulici, è possibile regolare in tempo reale la loro posizione, proiettandoli rispetto alla configurazione di riposo in modo indipendente.

Internamente invece, sono installati i sistemi di controllo elettronico ed idraulico che regolano il funzionamento dei componenti attivi nelle operazioni di scavo. Al cuore del sistema si trova la pompa per l'evacuazione di fango e detriti, comunemente nota come pompa fango il cui circuito è collegato all'accessoria di cantiere, per il trattamento del terreno scavato.

Infine, all'estremità del modulo sono montati due motori, i tamburi fresanti affiancati, caratterizzati da rotazione indipendente e contrapposta.

Questi tamburi, disponibili in diverse configurazioni di coppia e dimensioni, sono progettati per soddisfare i requisiti geometrici di ogni progetto.

Solidamente fissate ai tamburi si trovano le ruote dentate, responsabili della frantumazione e rimozione del terreno o della roccia sottostante. I denti montati nelle ruote possono essere di diverse tipologie così come avere diversa distribuzione. In generale la forma dei denti, in funzione delle condizioni del terreno, può essere:

- *Dente piatto multifunzione con piastra al carburo*: idoneo per tutte le tipologie di terreno, da soffice a mediamente duro;
- *Dente conico con inserto rotondo al carburo*: idoneo per massi e rocce.



Figura 2.17: Dente conico (sn) dente piatto (dx) [6]

Mentre, nella figura sottostante sono esposti alcuni esempi di distribuzione dei denti:

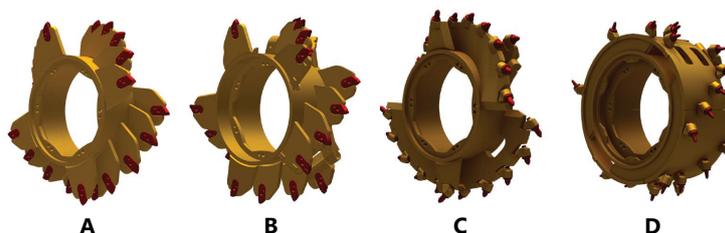


Figura 2.18: Tipologie di distribuzione denti [6]

In cui la scelta ricade sui fattori sottostanti:

- Tipo A - Ruote con dentatura standard: Terreno *grossolano*³ e *coesivo*⁴, rocce mediamente soffici (10 MPa);
- Tipo B - Ruote con dentatura HD: Roccia mediamente soffice e roccia fratturata mediamente dura (20 MPa);
- Tipo C - Ruote ad elica appuntita: Formazione rocciosa media e dura (30 ÷ 100 MPa);
- Tipo D - Ruote appuntite HD: Roccia non fratturata e dura (50 ÷ 300 MPa).

Tale criterio è riassunto in *figura 2.19* mettendo in funzione anche il grado di fratturazione *RQD*:⁵

³ Con dimensione del grano > 0.1 mm come Ghiaia e Sabbia

⁴ Materiale fine con dimensioni del grano ≤ 0.1 mm come Limo e Argilla

⁵ Valutato nell'operazione di carotaggio indicante la percentuale di sezioni fratturate di lunghezza > 10 cm rispetto la lunghezza complessiva della carota

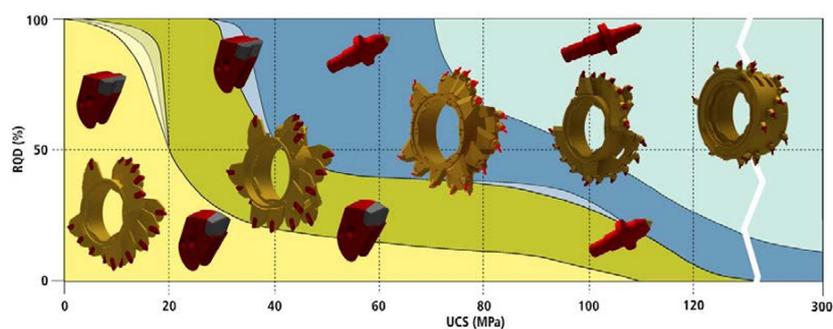


Figura 2.19: Criterio di scelta distribuzione denti in funzione dell'UCS e RQD [6]

Le unità fresanti sono disponibili in più taglie, la cui scelta dipende dalle dimensioni del pannello da realizzare. All'aumentare delle dimensioni previste, cresce proporzionalmente anche il peso del modulo che la gru dovrà sostenere (da 30 ton a 40 ton). In *figura 2.20* è rappresentato un esempio della taglia SH-40 sospesa ad una gru.



Figura 2.20: Unità fresante SH-40 [6]

Modalità di scavo

Lo scavo e la realizzazione delle impronte dei diaframmi seguono un principio che Soilmec ha denominato *Galleggiamento*. Questo principio si basa su un sistema di regolazione idraulico di precisione applicato al motore dell'argano, lo stesso su cui è avvolta la fune che sostiene il corpo fresante. Tale sistema consente di mantenere costante la velocità di discesa dell'unità, in base alla pressione specifica affine tra gli utensili di taglio e il terreno da scavare. Questa regolazione avviene in modo automatico, senza la necessità che l'operatore intervenga durante l'intera fase di esecuzione. Tuttavia, il principio di Galleggiamento non è l'unico sistema di movimentazione del modulo; infatti, viene impiegato esclusivamente durante le fasi di scavo, e non nelle fasi di movimentazione al di fuori della fase utile di lavorazione, ad esempio nella fuoriuscita dal foro.

La combinazione del galleggiamento con la rotazione dei tamburi fresanti permette l'asportazione di materiale sottostante ad essi. Questo materiale, ora sospeso nel fluido stabilizzante (o di perforazione) composto di fango *bentonitico*⁶ o acqua, necessario per sostenere le pareti di scavo ed evitarne il collasso, viene aspirato dalla pompa fango, collocata nella zona di tangenza delle ruote dentate. La pompa sommersa crea una circolazione inversa del fluido stabilizzante, che ora funge da mezzo di trasporto per i detriti asportati durante lo scavo. Grazie alla prevalenza generata dalla pompa, il fluido riesce a risalire lungo tutta la profondità dello scavo fino all'estremità del braccio, per poi essere convogliato verso un impianto di trattamento del fango.

Questo impianto, pur essendo un'attrezzatura ausiliaria, è essenziale per il mantenimento dei parametri progettuali di densità e qualità del fango da perforazione. Durante lo scavo, il fluido stabilizzante si arricchisce di sabbia e altri detriti, aumentando la sua densità. Pertanto, il fango deve essere depurato per ridurre tale parametro e garantirne il riutilizzo nello scavo, così da facilitare la realizzazione del pannello e assicurare le prestazioni richieste. L'impianto, quindi, consentirà di eliminare sabbia, limo e frammenti rocciosi asportati dall'Idrofresa durante il suo avanzamento, evitando, ove possibile, lo smaltimento definitivo del fango bentonitico. In caso contrario, si provvede all'immissione di fango bentonitico fresco, precedentemente immagazzinato in appositi silos. La rimozione dei materiali indesiderati e il controllo della loro concentrazione avvengono, per mezzo di vibrovagli, utilizzati per separare detriti grossolani (> 6 mm) e separatori a ciclone che separano il materiale più fine.

⁶ Fango composto principalmente da Bentonite, una roccia argillosa nota per le sue proprietà di assorbimento e rigonfiamento in presenza di acqua, largamente utilizzato nell'edilizia come fango di perforazione o impermeabilizzazione

La configurazione degli impianti, in termini di dimensioni e numero di stadi, è influenzata principalmente dalla percentuale di limo presente nel fluido, poiché contribuisce in modo significativo all'aumento della densità del fango. L'intero processo avviene in modo continuo, parallelamente all'avanzamento del modulo. Considerate le dimensioni di scavo, la quantità di fango da trattare risulta elevata, richiedendo impianti capaci di gestire portate generalmente comprese tra 300 e 400 m³/h.

Le sostanze indesiderate rimosse durante il trattamento vengono raccolte in appositi depositi per lo smaltimento, mentre il fango pulito viene reintrodotta nello scavo. Ciò consente di mantenere il livello del fluido stabilizzante all'interno dello scavo alla quota necessaria, garantendo la stabilità e prevenendo il collasso delle pareti.

Nella figura sottostante viene schematizzato il percorso del processo continuo di scavo e depurazione dei fanghi di perforazione.

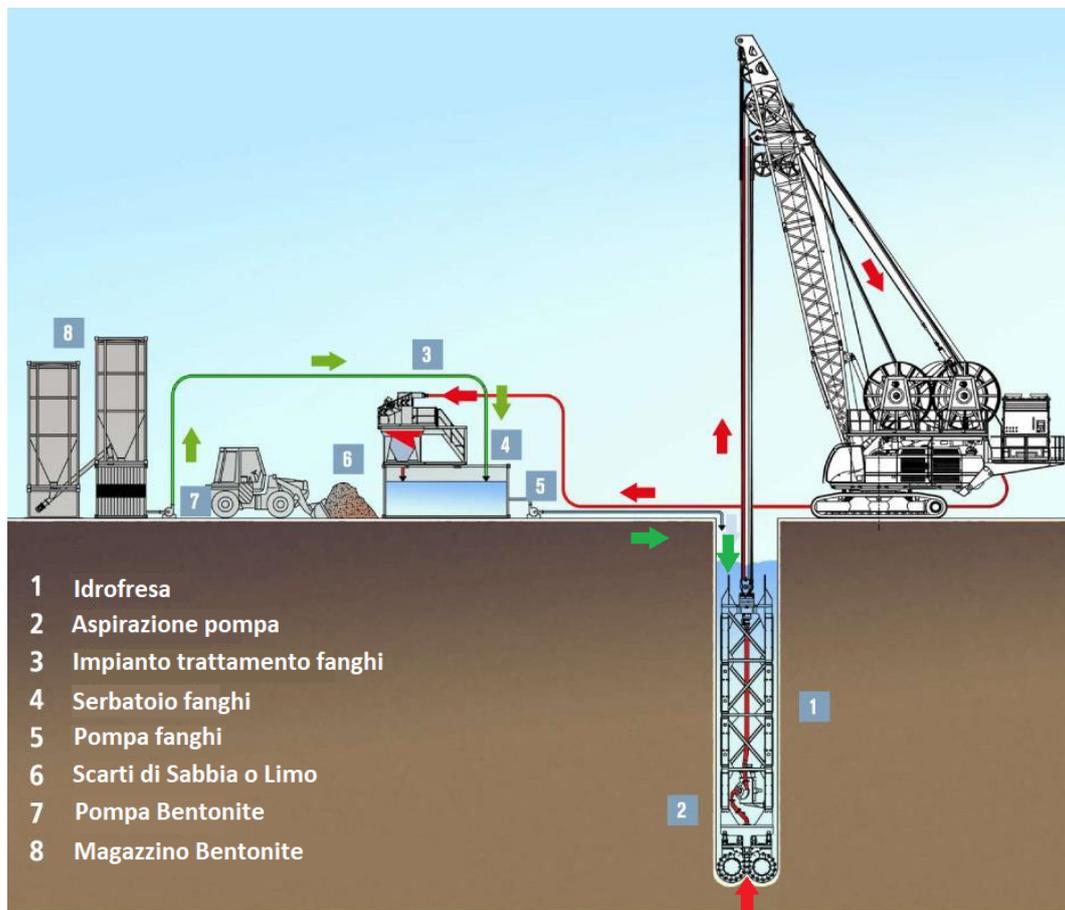


Figura 2.21: Schema trattamento fanghi di perforazione [6]

Fasi esecutive

La realizzazione di un diaframma lineare tramite Idrofresa con il metodo di pannelli primari e secondari segue fasi esecutive che differiscono in parte rispetto a quelle della Benna Mordente. Entrambe le tecnologie prevedono come primo passo il controllo del piano di lavoro, che deve risultare idoneo a sostenere il peso dei mezzi operativi. Successivamente viene eseguito il tracciamento del layout, fissando la posizione esatta dei pannelli da realizzare.

Prima ancora di iniziare le operazioni di scavo, è necessaria la costruzione dei muretti guida, strutture in calcestruzzo realizzate in loco o tramite elementi prefabbricati. Questi muretti sono collocati parallelamente, uno di fronte all'altro, a distanza leggermente superiore allo spessore del pannello da eseguire. Si estendono sotto il piano campagna per tutta la larghezza del diaframma e per una profondità generalmente non superiore a 3 m.

I muretti guida, rappresentati schematicamente in *figura 2.22* e tramite un'immagine di cantiere in *figura 2.23*, svolgono un ruolo fondamentale durante l'intero processo di realizzazione del diaframma, garantendo:

- la guida e il corretto allineamento orizzontale e verticale dei pannelli;
- la stabilità della parete superiore della trincea, che potrebbe essere influenzata dal sovraccarico verticale indotto dalla fresa e altro traffico pesante nel sito di lavoro adiacente alla trincea;
- la protezione contro la possibile instabilità degli strati superiori del terreno, provocata da erosione e variazione del livello del fango durante gli scavi;
- il sostegno dei carichi verticali imposti dalle gabbie di armatura che sono sospese sopra al muretto guida.

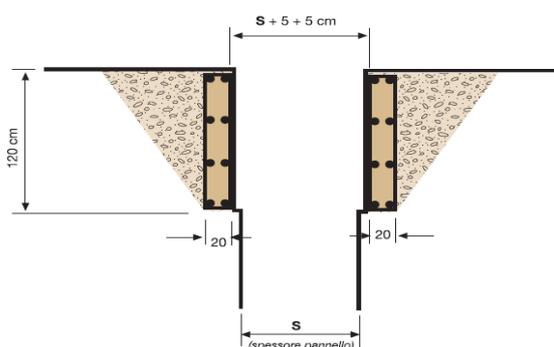


Figura 2.22: Schema muretto guida [6]

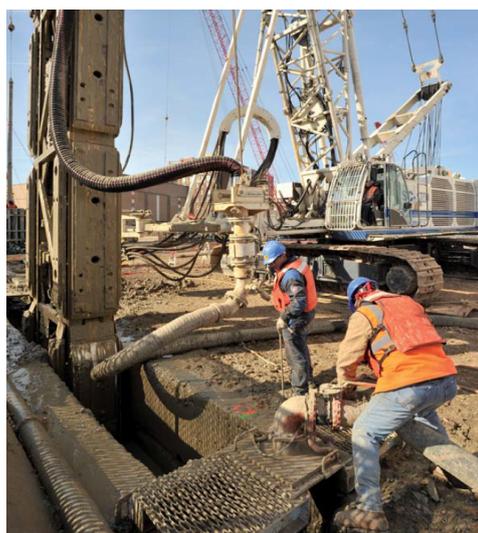


Figura 2.23: Muretto guida [6]

Sebbene la tecnologia con Benna Mordente prosegua direttamente con il suo ciclo di lavoro alternativo per lo scavo delle sezioni di diaframma, l'Idrofresa richiede una fase preliminare di pre-scavo che integra l'utilizzo della tecnologia Benna Mordente. Questa fase è essenziale per garantire il corretto funzionamento del sistema di ricircolo inverso del fango bentonitico.

La necessità di questa fase deriva dalla posizione della pompa fango, collocata sopra i tamburi fresanti. Per avviare l'aspirazione, la pompa deve trovarsi completamente immersa nel fluido stabilizzante. Il pre-scavo consente quindi di compensare l'altezza necessaria affinché la pompa si trovi almeno al livello del fango, un esempio del dislivello minimo da compensare è rappresentato in *figura 2.24*. Se le caratteristiche dei terreni superficiali lo consentono, il pre-scavo può essere spinto in profondità fino alla capacità massima della Benna Mordente o comunque fino a garantirne la verticalità della parete. Questa operazione preliminare non è necessariamente eseguita dalla medesima macchina progettata per allestire anche la tecnologia Idrofresa. Ma, per ottimizzare i tempi di lavorazione, può essere dedicata una macchina allestita con Benna Mordente.

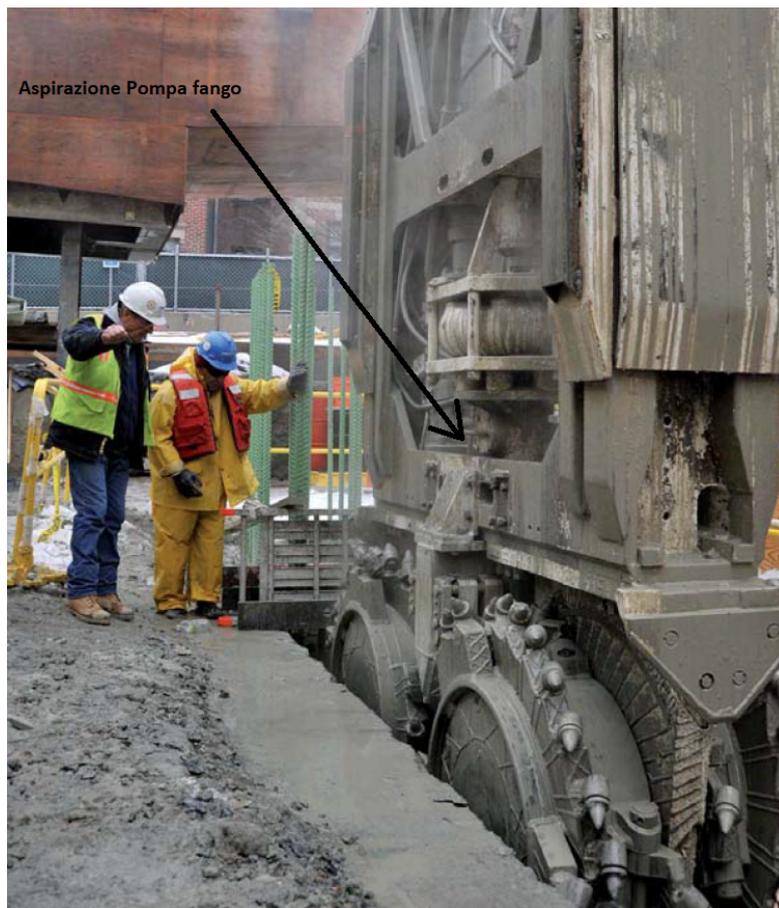


Figura 2.24: Estratto esecuzione pannelli in cantiere [6]

Azionato correttamente il ricircolo inverso della pompa fango, può iniziare l'esecuzione dei pannelli primari, realizzando le sezioni di diaframma secondo le dimensioni definite in fase di progettazione. È importante sottolineare che, nel caso in cui la larghezza del pannello da realizzare superi quella dell'unità fresante, l'esecuzione avviene in più fasi. Inizialmente, si scavano le sezioni a contatto con i bordi laterali del pannello, per poi asportare la sezione centrale rimanente. Ciò permette di ridurre il rischio di collasso del terreno nello scavo, distribuendo in modo più uniforme il carico idrostatico esercitato dal fango di perforazione.

Completato lo scavo dei pannelli primari, si procede con la posa delle gabbie di armatura, attraverso una gru di servizio. Le gabbie, assemblate in orizzontale, necessitano di rinforzi diagonali sulle facce principali per fornire rigidità alla gabbia ed evitare la deformazione durante il sollevamento e l'abbassamento nello scavo.

Successivamente, si procede al getto di calcestruzzo nello scavo mediante una tecnica denominata da Soilmec "Tubo-getto". Siccome lo scavo è completamente riempito con fango bentonitico, bisogna rimuoverlo e contemporaneamente sostituirlo con il calcestruzzo, così da mantenere assicurata la stabilità delle pareti dello scavo. Questo processo avviene attraverso una tubazione rigida composta da sezioni di circa 2 metri, giuntate progressivamente per raggiungere il fondo dello scavo.

All'interno del tubo, viene inserita una palla di gomma che ha il compito di mantenere separati il calcestruzzo fresco e la miscela bentonitica presente nella tubazione. Questa separazione consente alla palla di scendere lungo la tubazione, grazie alla spinta di calcestruzzo iniettato, e permette l'iniezione del calcestruzzo direttamente dal fondo dello scavo.

Raggiunta questa profondità, la palla esce dalla tubazione e risale verso la superficie, lasciando il calcestruzzo libero di riempire lo scavo dal basso verso l'alto, garantendo un riempimento uniforme e controllato. Continuando il pompaggio di calcestruzzo, la miscela bentonitica fuoriesce dalla bocca dello scavo a causa della minor densità rispetto al calcestruzzo.

In questo modo, il materiale di costruzione sostituisce interamente la miscela bentonitica, riempiendo il volume dello scavo che verrà successivamente lasciato maturare.

Le fasi precedentemente descritte sono schematicamente riassunte in *figura 2.25*.

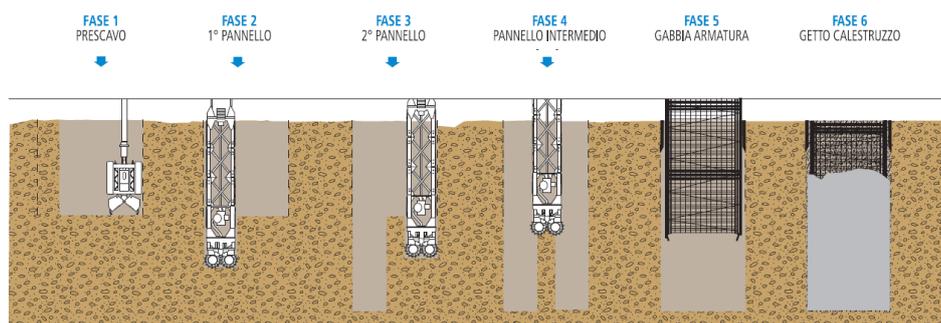


Figura 2.25: Schema fasi esecutive [6]

Mentre, date le fasi di esecuzione dei pannelli e del funzionamento della macchina, un tipico layout di cantiere è come quello esposto in *figura 2.26*.

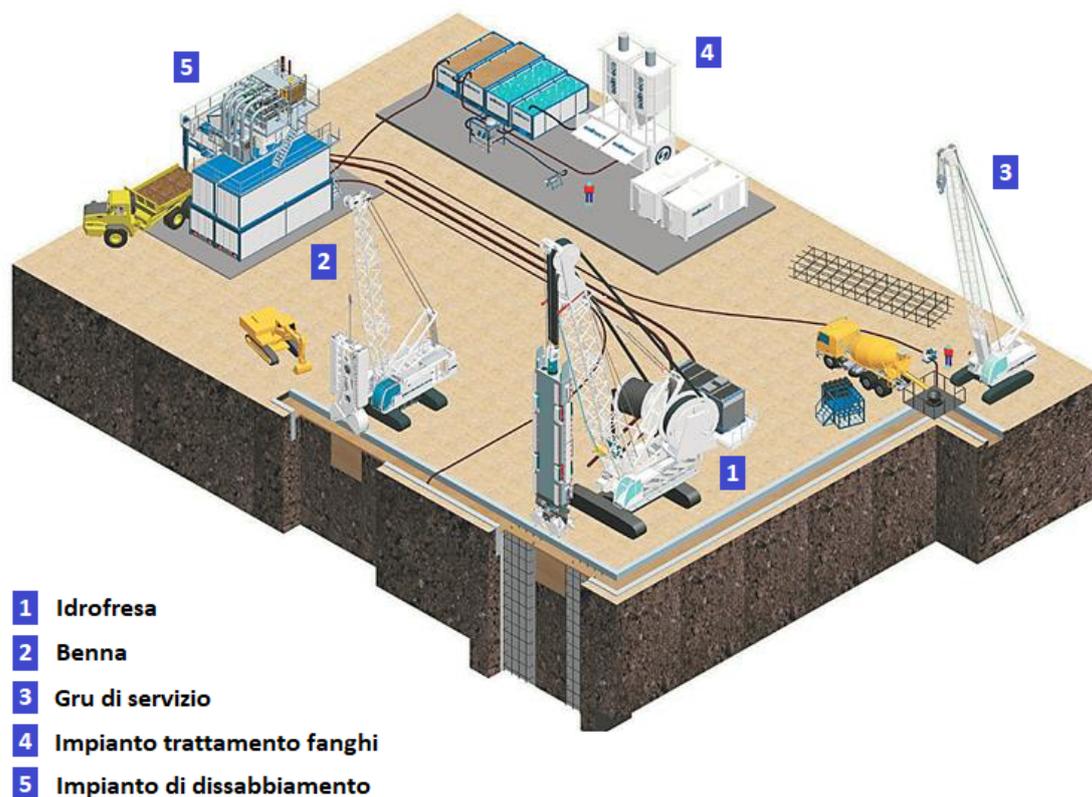


Figura 2.26: Layout cantiere per realizzazione diaframmi tramite tecnologia Idrofresa [6]

Giunto impermeabile tra pannelli

Coerentemente con il metodo previsto di realizzazione di un diaframma lineare, la creazione del pannello intermedio tra i due pannelli primari richiede una continuità materiale della struttura e un'elevata impermeabilità nelle giunzioni. Questo obiettivo viene raggiunto con maggiore affidabilità dalla tecnologia Idrofresa rispetto alla Benna Mordente.

A differenza della tecnologia Benna, il distanziamento tra due pannelli primari è *leggermente inferiore* alla lunghezza del pannello secondario. Questo comporta un sovrascavo, la cui dimensione varia in funzione della profondità di scavo, come illustrato in *figura 2.27*. Durante questa fase, i tamburi fresanti rimuovono una porzione di calcestruzzo già maturato dai bordi dei pannelli primari. Ciò comporta la creazione di una superficie di contatto pulita e ruvida, essenziale per garantirne una giunzione in calcestruzzo di alta qualità, come evidenziato in *figura 2.28*.

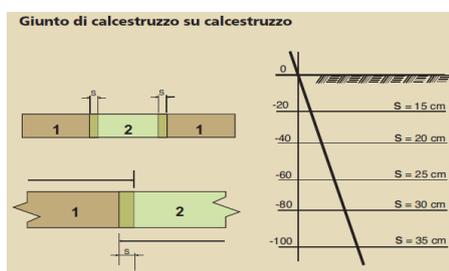


Figura 2.27: Sovrascavo [6]



Figura 2.28: Superficie di giunzione in calcestruzzo [6]

Poiché il sovrascavo comporta l'asportazione di sezioni di calcestruzzo dai pannelli primari già maturati, è fondamentale mantenere un preciso distanziamento tra pannelli secondari e primari. A tale scopo vengono utilizzati distanziatori di plastica, schematizzati in *figura 2.29*. Questi elementi non solo assicurano un corretto posizionamento della gabbia di armatura nel pannello primario, ma garantiscono anche uno spessore sufficiente di calcestruzzo per consentire l'asportazione della porzione di pannello primario senza compromettere né la struttura dell'armatura né i denti dei tamburi fresanti stessi.

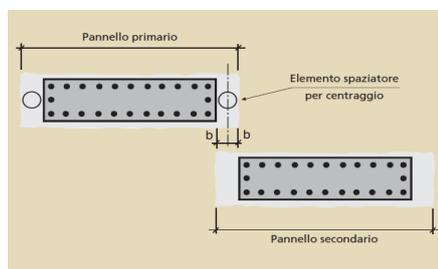


Figura 2.29: Giunzione con distanziatori [6]

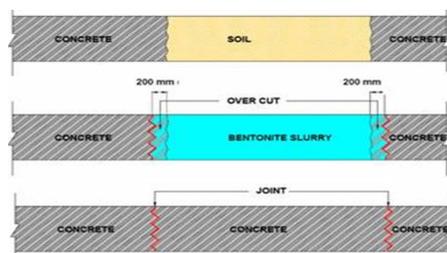


Figura 2.30: Esecuzione pannello secondario [6]

DMS

Il DMS (*Drilling Mate System*) è il centro di controllo e monitoraggio integrato in tutte le macchine Soilmec, assumendo un ruolo essenziale per il corretto funzionamento delle attrezzature in tutte le tecnologie disponibili. Questo sistema permette di interfacciarsi sia con l'operatore a bordo macchina sia con utenti remoti connessi tramite dispositivi elettronici, fornendo in tempo reale segnalazioni e registrazioni delle informazioni raccolte durante ogni processo produttivo. Inoltre, il DMS è connesso con le centraline di controllo per trasmettere dati utili ad attuare azioni correttive o predittive, oltre che per offrire agli utenti informazioni sullo stato di salute della macchina, supportandone lo studio e il monitoraggio. Grazie a una rete di sensori installati direttamente sul telaio del corpo fresante e alla presenza di elementi mobili nell'unità, il DMS consente un controllo affidabile e semplice della verticalità dello scavo, con margine d'errore generalmente inferiore allo 0,5%.

Sistema di correzione della verticalità

La correzione avviene in tutti gli assi di rotazione del modulo, sfruttando il movimento indipendente, controllato idraulicamente, dei flap laterali o frontali, fornendo il segnale dall'interfaccia esposta in *figura 2.31*. Oppure sfruttando la regolazione della velocità di rotazione o l'inclinazione delle ruote fresanti.

Di seguito verranno espresse le azioni correttive per seguire la verticalità dello scavo, descritte con il sistema di riferimento utilizzato dal DMS che considera due piani distinti e un asse di rotazione, come illustrato in *figura 2.32*.

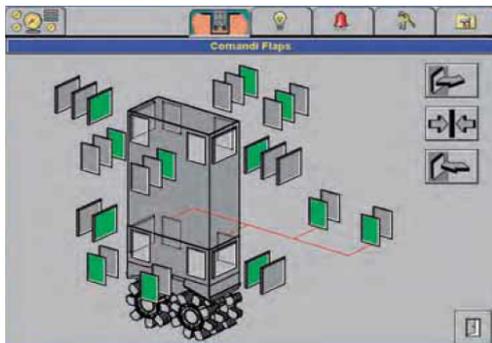


Figura 2.31: Interfaccia DMS per controllo flaps [6]

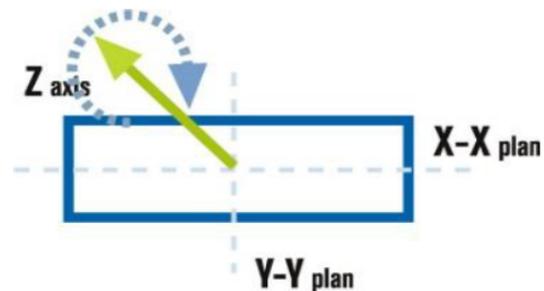


Figura 2.32: Sistema di riferimento per controllo verticalità [6]

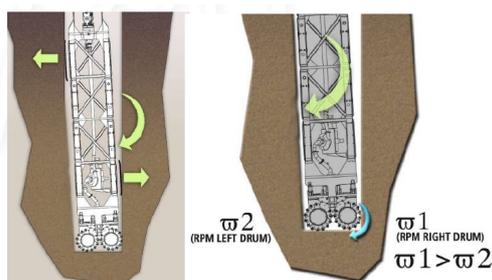


Figura 2.33: Azioni correttive lungo piano X - X [6]

La correzione lungo il **piano X – X** inizia regolando la velocità di rotazione delle ruote fresanti, creando una differenza tra di esse. Questo provoca una rotazione del modulo fresante nello stesso senso della ruota più veloce. Se necessario, la correzione viene completata attivando i 4 flap laterali del modulo.

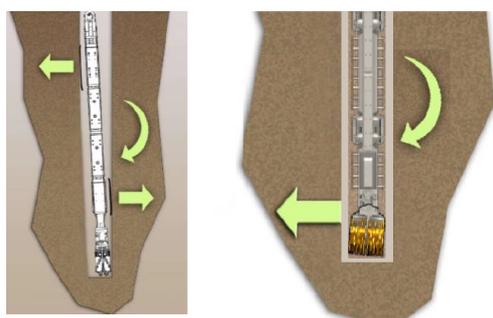


Figura 2.34: Azioni correttive lungo piano Y - Y [6]

La correzione lungo il **piano Y – Y** si realizza combinando l'azione congiunta degli 8 flaps frontali e una variazione simultanea dell'inclinazione delle ruote fresanti nella stessa direzione.

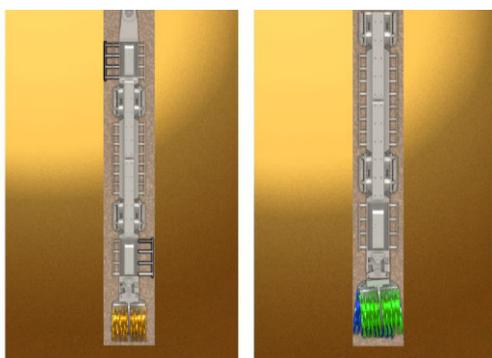


Figura 2.35: Azioni correttive lungo asse di rotazione Z [6]

Sebbene non necessaria per correggere la verticalità, la correzione lungo l'**asse di rotazione Z** è cruciale per contenere possibili torsioni del modulo fresante nel terreno. Questa operazione può essere effettuata azionando opportunamente i flaps frontali o variando l'inclinazione dei due tamburi fresanti l'una in opposizione dell'altra

Fattori di caratterizzazione dell'allestimento Tiger

A differenza della tecnologia con Benna Mordente, la tecnologia Idrofresa si distingue per un processo lavorativo continuo, senza fasi intermedie di scarico e ricollocamento dell'utensile nello scavo. Questa proprietà elimina la necessità di ottimizzare la velocità di movimentazione dell'utensile, anche a causa dell'enorme inerzia che si otterrebbe movimentando utensili di almeno 30 tonnellate. L'ottimizzazione del processo di realizzazione del diaframma, pertanto, si concentra sul perseguimento di costruzioni più precise e performanti, obiettivi resi possibili grazie al sistema di Galleggiamento, al DMS e dagli elementi attivi dentro l'unità fresante. Tra questi componenti, il DMS e gli elementi attivi dell'unità fresante richiedono una progettazione elettronica rigorosa. La loro complessità caratterizza il sistema idraulico che, pur essendo sofisticato, non richiede lo stesso livello di precisione rispetto alla componentistica elettrica.

Il sistema di Galleggiamento, al contrario, implica un'esigenza inversa, poiché richiede un'eccellente progettazione idraulica. Questo aspetto diventa cruciale per garantire la medesima affidabilità operativa su tutto lo spettro di velocità consentito dalla macchina. Questo risultato si ottiene implementando il sistema di regolazione idraulica con tecnologia a **circuito aperto**, il quale, come verrà esposto, deve operare in armonia con le altre fasi di lavoro e con la componentistica idraulica necessaria per il funzionamento globale della macchina.

2.1.2 Miglioramento del terreno: Compattazione Dinamica

La **Compattazione Dinamica** (*Dynamic Compaction*) rientra nelle tecnologie di miglioramento delle caratteristiche del terreno progettate per raggiungere specifici valori dei parametri geotecnici desiderati. Alcuni tra i principali aspetti migliorati da questa tecnica includono:

- *Resistenza meccanica*: capacità del terreno di resistere a sollecitazioni esterne;
- *Caratteristiche di deformabilità*: comportamento elastico e plastico di rocce e terreni soggetti a carichi;
- *Permeabilità*: risposta del terreno e rocce in presenza di falda;
- *Risposta alle sollecitazioni sismiche*: suscettibilità al fenomeno di *liquefazione*⁷.

Queste tecnologie risultano una valida alternativa alle fondazioni indirette. Infatti, con la Compattazione Dinamica, il carico viene trasferito direttamente al terreno migliorato, rendendola una scelta ottimale quando il terreno circostante presenta parametri geotecnici compatibili con la lavorazione.

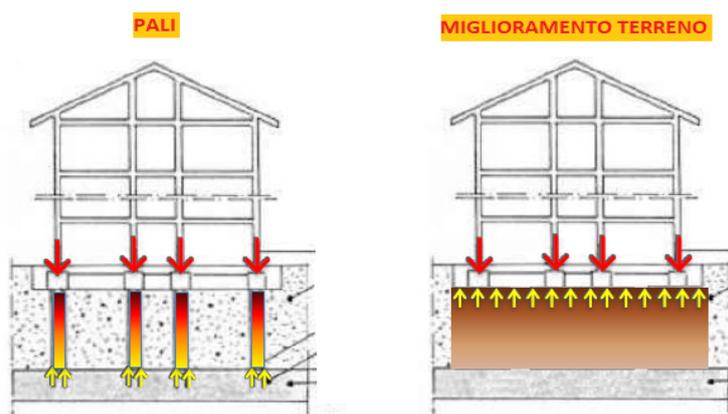


Figura 2.36: Differenze tra strutture con fondazioni profonde e terreno migliorato [4]

Tra le diverse tecniche di *addensamento* di terreno, la Compattazione Dinamica si distingue come la soluzione più economica e al contempo efficace per il trattamento di terreno con specifiche proprietà. È importante sottolineare che le tecniche di addensamento si differenziano da quelle di consolidamento per la grandezza dei grani del terreno trattato. Nel caso specifico, questa tecnologia si dimostra altamente compatibile con terreni a grana grossa o incoerenti (dimensione grano > 0.2 mm) con contenuto di materiale fine non superiore al 15% del totale.

⁷ Fenomeno fisico di cedimento strutturale del terreno causato da sollecitazioni istantanee (come, ad esempio, sismi) in cui la pressione dell'acqua presente nel terreno aumenta vertiginosamente, annullando la resistenza meccanica del terreno stesso. Nominato così per il risultato di avere un terreno fluido, appunto liquefatto

Questo limite, tuttavia, si traduce in un vantaggio significativo: la maggior profondità di influenza rispetto ad altre tecnologie di addensamento, come rappresentato in *figura 2.37*. L'efficienza della Compattazione Dinamica a profondità considerevoli è dovuta alla presenza di vuoti significativi tra i grani, tipici di una struttura grossolana e disordinata del terreno da trattare.

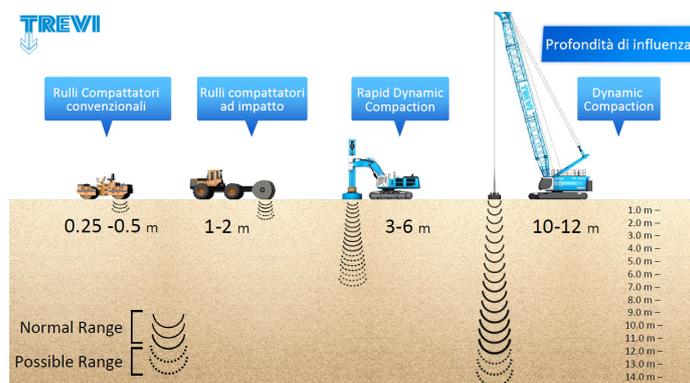


Figura 2.37: Tecnologie di addensamento a confronto [4]

In termini fisici, l'addensamento corrisponde ad un aumento della **densità relativa** (D_r), un parametro percentuale che rappresenta il rapporto di addensamento attuale con quello massimo ottenibile. Per i terreni granulari, questo rapporto può essere espresso in funzione dell'*indice dei vuoti* (e), quantificabile attraverso lo studio della composizione del terreno, come illustrato in *figura 2.38*.

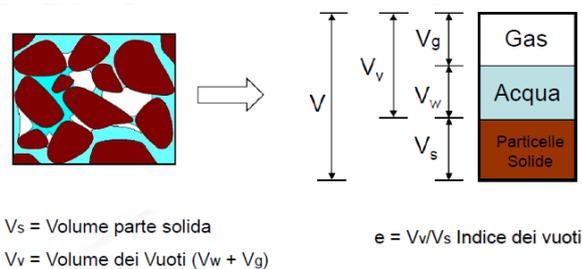


Figura 2.38: Composizione terreno e definizione Indice dei vuoti [4]

È evidente che, per incrementare lo stato di addensamento del terreno, è necessario ridurre il volume dei vuoti. Tale riduzione può essere ottenuta in due modi: sostituendo i vuoti con materiale solido, processo eseguibile con altre tecnologie, oppure, nel caso della Compattazione Dinamica, contenendo in un volume più piccolo di terreno maggiori quantità di particelle solide.

Il metodo, infatti, si basa sull'applicazione ripetuta di impatti ad alta energia meccanica sulla superficie del terreno. Gli impatti vengono effettuati in punti uniformemente distanziati e opportunamente scelti in fase di progettazione che determinano una griglia generalmente quadrata, come mostrato in *figura 2.41*.

L'energia necessaria è applicata tramite la caduta ripetuta di una massa, comunemente nota come Pounder, da un'altezza variabile tra i 15 e 40 m. Il Pounder può avere un peso variabile tra 15 e 40 tonnellate, come mostrato in *figura 2.39*. I parametri operativi: peso della massa, altezza di caduta e numero di impatti, vengono determinati in funzione della tipologia di terreno da trattare e del livello di miglioramento chiesto.

Ad ogni impatto, si generano onde che inducono una *liquefazione localizzata* nel terreno. Questo fenomeno consente ai grani di riassetarsi in una configurazione più compatta, riducendo conseguentemente il volume di vuoti, come schematizzato in *figura 2.40*.



Figura 2.39: Varietà di Pounders [4]

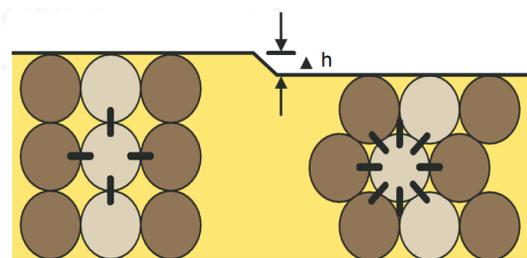


Figura 2.40: Effetti della DC [4]



Figura 2.41: Griglia di trattamento terreno [3]

Fattori di caratterizzazione dell'allestimento Tiger

Trattandosi di una tecnologia concettualmente semplice, che sfrutta la gravità come vettore energetico per convertire l'energia idraulica del circuito oleodinamico in energia meccanica trasmessa al terreno, la Compattazione Dinamica non richiede caratteristiche tecniche particolarmente complesse rispetto alle altre due tecnologie precedentemente descritte. Tuttavia, un aspetto di fondamentale importanza ma che non verrà trattato in questo elaborato è rappresentato dalla robustezza del telaio, necessaria per assorbire le vibrazioni trasmesse sia dal suolo sia dalla fune che collega la struttura alla massa.

Sebbene non emergano ulteriori peculiarità, vi sono alcune caratteristiche comuni alle altre tecnologie:

- La presenza di un **circuito chiuso** per garantire affidabilità nel sollevamento della massa, come accade anche nelle altre tecnologie;
- La presenza di **argani veloci a caduta libera**, simili a quelli impiegati nella tecnologia Benna Mordente, ma con il controllo della velocità di discesa attraverso frizione affidato alla centralina di comando. Questo accorgimento previene situazioni accidentali, come il catapultamento della macchina.

2.2 Struttura macchina: da modello Base ad Allestimento Tiger

Il presente paragrafo si propone di descrivere la struttura della macchina e le sue componenti principali, chiarendo quanto introdotto nel *sottoparagrafo 1.2.3* riguardo al concetto che le due linee della gamma SC condividono alcune caratteristiche.

La SC 130 Tiger Plus si basa su di una struttura progettata per operare con carichi gravosi fino a 130 tonnellate. Tuttavia, il suffisso “Tiger” identifica un adattamento specifico della base macchina per consentire l’impiego con allestimento Idrofresa, modificando parte della struttura macchina. Nell’esempio della tecnologia Idrofresa, così come in altre tecnologie realizzabili, è evidente come le modifiche richieste per passare da un allestimento tecnologico all’altro si concentrino principalmente nella parte terminale della macchina, lasciando invariata la base strutturale.

A tal punto è possibile distinguere, negli escavatori idraulici a fune, due macrogruppi: la **base macchina (Gru)** e l’**allestimento tecnologico**.

2.2.1 Base macchina

La base macchina è costituita dalle prime cinque componenti illustrate in *figura 2.42*. Tuttavia, è importante sottolineare che nel modello di SC 135 Tiger cambia anche la struttura del braccio, che passa dal tradizionale design tralicciato ad una struttura piena a sezione rettangolare, come rappresentato in *figura 2.43*.

Questa modifica conferisce al sistema maggiore rigidità strutturale durante le operazioni di scavo del diaframma, consentendo l’impiego di unità fresanti di taglia superiori. Tuttavia, tale configurazione non consente di attribuire alla macchina l’aggettivo Plus, poiché il modello in oggetto è progettato esclusivamente per l’impiego con la tecnologia Idrofresa, limitandone la versatilità rispetto ad altri modelli.

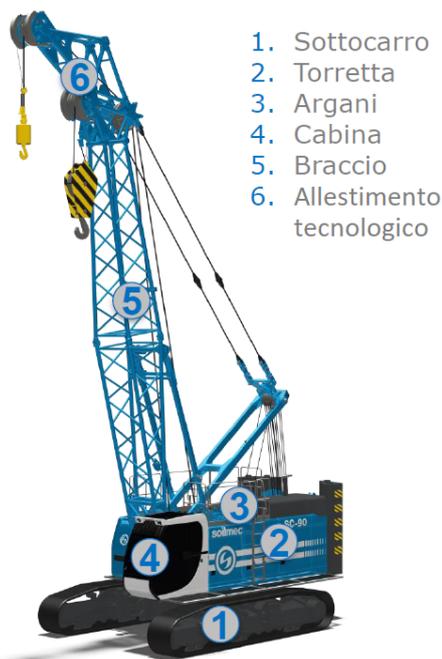


Figura 2.42: Componenti struttura macchina [7]



Figura 2.43: SC 135 Tiger [7]

1. SOTTOCARRO

Nelle gru Soilmec, il sottocarro è di tipo cingolato. I cingoli sono costituiti da una catena modulare, a cui sono fissati, tramite vitoni, i pattini, che possono essere lisci o a tripla costa, scelti in base alle caratteristiche del terreno e al peso della macchina. Il sottocarro è progettato per garantire una traslazione libera, assicurando al contempo una corretta stabilità dell'intero macchinario, parametro direttamente proporzionale alla larghezza della carreggiata, che può essere fissa o variabile a seconda del tonnellaggio della macchina. La catena scorre appoggiandosi su due serie di rulli (superiori ed inferiori) ed è movimentata da una ruota motrice, costituita da un pignone attuato da un motoriduttore oleodinamico, mantenuta in tensione grazie a una ruota tendicingolo. Il sottocarro è collegato alla torretta mediante una ralla di rotazione, azionata da uno o più motoriduttori oleodinamici, che consente una rotazione completa a 360° del corpo macchina, come illustrato in *figura 2.45*.



Figura 2.44: Cingoli [7]



Figura 2.45: Rotazione torretta [7]

2. TORRETTA

La torretta rappresenta il **corpo principale** della macchina base, ospitando al suo interno tutti i sistemi di alimentazione e distribuzione dei vettori energetici, sia idraulici che elettrici. È costituita da un telaio rigido, sul quale sono fissati i vari sottogruppi, e rivestita completamente da cofanature protettive. Esternamente, la torretta è dotata di passerelle, parapetti e scalette, progettati per garantire operazioni di manutenzione comode e in completa sicurezza.

Sulla parte posteriore della torretta è fissato un contrappeso, comunemente chiamato zavorra, la cui funzione principale è assicurare il bilanciamento della macchina durante le operazioni di traslazione e lavoro. Una peculiarità di questa tipologia di macchina è la zavorra modulabile, che facilita sia le operazioni di trasporto della macchina sia le attività di manutenzione, come esposto in *figura 2.48*.

All'interno del corpo principale, il motore diesel costituisce il componente chiave per soddisfare i fabbisogni energetici differenziati della macchina. Attraverso una campana del volano, il motore trasmette energia meccanica alle pompe dell'impianto oleodinamico, garantendo l'alimentazione necessaria per tutte le manovre di movimentazione della macchina. Inoltre, mediante un accoppiamento all'alternatore, è possibile alimentare il quadro elettrico, responsabile del controllo e comando delle diverse componenti elettriche. Un estratto della componentistica contenuta all'interno della torretta è mostrato in *figura 2.46*.

La parte superiore della torretta, come illustrato in *figura 2.47*, presenta una superficie calpestabile per agevolare le operazioni di ispezione e manutenzione. Su questa superficie si trova la vasca argani, destinata alla movimentazione dei carichi, oltre ad un ulteriore argano dedicato al sollevamento del braccio. Quest'ultimo, mediante una fune, consente la movimentazione del braccio stesso attraverso un sistema di funi strallo.



Figura 2.46: Interno torretta [7]



Figura 2.47: Tetto torretta [7]



Figura 2.48: Zavorra modulabile [7]

3. ARGANI

Il sistema di movimentazione dei carichi, gestito attraverso i diversi allestimenti tecnologici, si basa sull'utilizzo di un'unica fune comandata da due argani azionati da motoriduttori oleodinamici. Date le diverse funzionalità richieste al sistema di movimentazione dalle attrezzature operanti, gli argani vengono configurati per operare in modalità a caduta o libera o controllata. Questa configurazione è ottenibile intervenendo sulle connessioni idrauliche delle frizioni. Gli argani sono dotati di profondimetro, tamburi scanalati e pressa-fune, dispositivi fondamentali per garantire il corretto avvolgimento delle funi e prevenire eventuali anomalie operative. In base alla loro posizione rispetto al braccio della macchina, gli argani vengono distinti come Posteriore o Anteriore, risultato evidenziabile in *figura 2.49*.

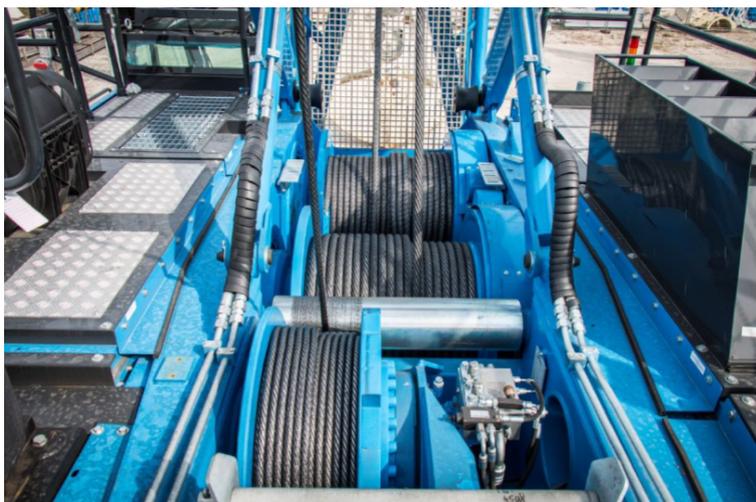


Figura 2.49: Vasca argani [7]

4. CABINA



Figura 2.50: Cabina [7]

La cabina costituisce l'ambiente chiuso in cui l'operatore si posiziona per manovrare la macchina. È progettata per offrire un elevato livello di comfort, ampia visibilità (nonostante la presenza della griglia di protezione) e garantire una sicurezza completa, diretta ed indiretta. All'interno della cabina, l'operatore ha accesso a tutti i sistemi di controllo della macchina, che combinano componenti analogici, come i manipolatori, con strumenti digitali avanzati, come il sistema DMS.

5. BRACCIO

Il braccio tralicciato delle gru è costituito da un elemento base, un numero a scelta di elementi intermedi, e un elemento terminale, con quest'ultimi due configurati in base all'allestimento selezionato.

L'elemento base del braccio è fissato alla torretta mediante due punti di articolazione. A questo componente sono applicati due respingenti, progettati per ammortizzare i movimenti di ricaduta del braccio e compensare parte delle sollecitazioni trasmesse dal carico, con contributo particolarmente significativo durante le operazioni di Compattazione Dinamica.

Gli elementi intermedi, modulari, sono disponibili in diverse lunghezze, generalmente pari a 3,6 o 9 metri, consentendo una configurazione personalizzata del braccio.

L'elemento terminale, indipendentemente dal tipo di attrezzatura prevista per la tecnologia in uso, è sempre dotato di carrucole di rinvio per le funi, complete di apposite protezioni che impediscono la fuoriuscita delle stesse durante le operazioni.

2.2.2 Allestimento Tiger

Nell'introduzione al *paragrafo 2.1* è stata descritta la composizione della Linea Idrofresa in due categorie di macchine: Tiger e Cougar. È opportuno evidenziare che la principale differenza tra i due allestimenti risiede nel sistema di immagazzinamento dei tubi fango ed idraulici, caratterizzando così il sistema di rinvio di carrucole situato in sommità al braccio della macchina e le prestazioni complessive dei due allestimenti. Nel caso della versione Tiger, l'immagazzinamento avviene tramite tamburi; il design di questo sistema è noto come **HDD** (*Hose Drum Design*), come illustrato in *figura 2.53*. Per la versione Cougar, invece, non è previsto un sistema di immagazzinamento: le tubazioni vengono mantenute in sospensione tramite argani tenditori, il design in questo caso prende il nome di **HWD** (*Hose Wheel Design*), mostrato in *figura 2.54*.

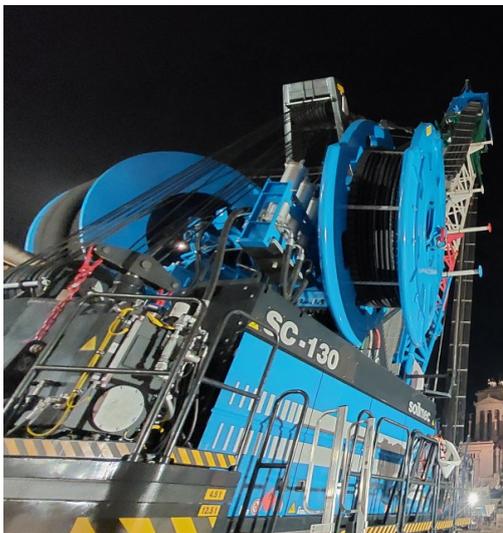


Figura 2.51: Sistema HDD [7]



Figura 2.52: Sistema HWD [7]

La scelta di adottare un allestimento di tipo Cougar, caratterizzato dal limite di implementare unicamente la tecnologia Idrofresa con profondità di scavo limitata alla lunghezza del braccio in grado di mantenere tese le intere lunghezze delle tubazioni, dipende dalla maggiore semplicità di realizzazione e progettazione, che comporta un minor dispendio di risorse.

Questa configurazione rappresenta un ottimo compromesso in contesti in cui sono richiesti diaframmi con profondità paragonabili a quelle ottenibili con la tecnologia Benna, ma in cui è necessario penetrare rocce e terreni incompatibili con quest'ultima. In questi casi, una macchina Tiger risulterebbe sovradimensionata rispetto alle esigenze operative. Un confronto tra i due allestimenti è illustrato in *figura 2.53*. I componenti descritti in seguito sono elementi aggiuntivi rispetto alla struttura base della macchina e rappresentano le parti specificamente necessarie per l'implementazione della tecnologia Idrofresa nell'allestimento Tiger.



Figura 2.53: Versione Tiger (sn) e Cougar (dx) in configurazione Idrofresa [7]

AVVOLGITORI

La parte superiore della torretta è integrata con due tamburi, azionati da motoriduttori, che contengono le tubazioni necessarie al corretto funzionamento dell'unità fresante. Questa caratteristica consente alla Tiger di immagazzinare grandi lunghezze di tubazioni, facilitando così l'esecuzione di scavi a grandi profondità sotto il piano campagna. Un aspetto fondamentale per il conseguimento del Record Mondiale, ottenuto il 3 ottobre 2012, per la realizzazione del pannello più profondo mai realizzato, a 250m di profondità.

Il tamburo costituito da un fascio di tubi paralleli fissati ad una struttura di sostegno, contiene i tubi idraulici necessari per l'alimentazione oleodinamica delle parti movimentabili del modulo. Mentre, il tamburo con un'unica tubazione di grande diametro, avvolta su sé stessa, è destinato al tubo fango, essenziale per l'espulsione della miscela bentonite – detriti di scavo. Le tubazioni in questione sono illustrate in *figura 2.54*.



Figura 2.54: Tubo fango (sn) tubi idraulici (dx) [7]

Comune ad entrambi gli allestimenti è la posizione dell'avvolgitore elettrico, collocato sul lato anteriore della macchina, alla base del braccio, come evidenziato in *figura 2.55*. Questo componente è indispensabile per alimentare elettricamente i vari sistemi che richiedono un comando elettrico nelle diverse parti del modulo.



Figura 2.55: Avvolgitore elettrico [7]

TESTATA

La testata rappresenta la parte terminale del braccio e, come già anticipato, è composto da un sistema di carrucole e rinvii che, nella versione Tiger presenta diverse funzionalità.

Riferendosi alla *figura 2.56*, si può osservare che:

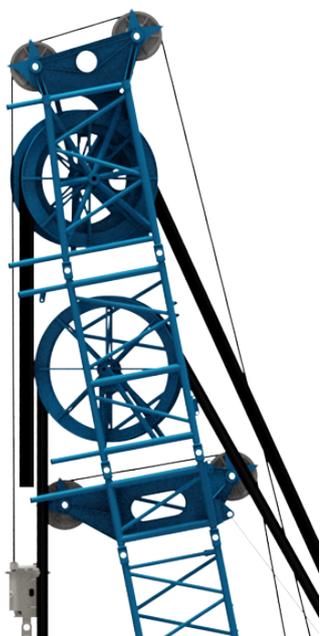


Figura 2.56: Testata [7]

Nella congiunzione tra la testata e l'elemento intermedio del braccio, nonché nella sommità, sono presenti due coppie di carrucole per il rinvio della fune di sostegno dell'unità fresante, avvolta nei due argani dedicati. La carrucola superiore è percorsa dalla fune proveniente dall'argano posteriore, mentre quella inferiore è percorsa dalla fune dell'argano anteriore.

Tra le due coppie di carrucole sono disposte altre due carrucole per il passaggio delle tubazioni idrauliche e del tubo fango. Quella con gola di dimensioni maggiori è dedicata al fascio di tubi idraulici. La funzione di queste carrucole non è di supporto all'unità fresante, ma serve esclusivamente a deviare le tubazioni. Per questa ragione, le anime delle pulegge sono cave.

2.3 Evoluzione della SC 130 Tiger Plus: Analisi delle Caratteristiche e Prospettive per una Serie SC più Robusta

Note le caratteristiche distintive della SC 130 Tiger Plus, il presente paragrafo, mediante l'analisi dell'evoluzione progettuale della macchina, si propone di motivare la necessità di adottare un circuito oleodinamico di movimentazione degli argani più complesso per l'esecuzione della tecnologia Idrofresa, in particolare nella fase operativa di scavo denominata "Galleggiamento" (che verrà approfondita nel prossimo capitolo). Tali approfondimenti permetteranno di delineare alcune ipotesi sui possibili fattori che limitano le prestazioni di questa tecnologia, fornendo al contempo una chiave di lettura più chiara per comprendere il funzionamento del circuito oleodinamico. Questo approccio consentirà non solo di esplicitare la strategia produttiva aziendale necessaria per lo sviluppo di una versione futura delle escavatrici a fune totalmente intercambiabile, in linea con le esigenze del mercato e con gli obiettivi aziendali, ma anche di gettare le basi per eventuali sviluppi futuri, garantendo una continuità progettuale coerente con gli obiettivi di questa trattazione e rafforzando al contempo la competitività del prodotto.

La struttura della SC 130, progettata originariamente per rispondere alle esigenze delle applicazioni Heavy-Duty, si è dimostrata particolarmente adatta all'integrazione di tecnologie aggiuntive che vanno oltre il semplice sollevamento di materiali. Tra queste, le prime tra quelle precedentemente descritte, sono state la Compattazione Dinamica e la Benna Mordente. Sebbene le due tecnologie abbiano concezioni operative molto diverse, nella prima si realizza un addensamento del terreno, mentre nella seconda si eseguono scavi in profondità, entrambe condividono diversi elementi costruttivi.

Tra questi, è importante ricordare l'utilizzo di argani veloci integrati in un circuito chiuso. L'adozione di questa tipologia di circuito non rappresenta un'innovazione rispetto alla configurazione della macchina base nelle applicazioni Heavy-Duty. Infatti, in tali contesti il circuito chiuso permette di gestire operazioni con carichi gravosi in modo affidabile e sicuro, grazie alla sua reattività, che costituisce una delle sue principali caratteristiche.

Come riportato nel *paragrafo 2.1*, la crescente necessità di realizzare diaframmi sempre più profondi, in cui il rispetto della verticalità rappresenta un fattore cruciale, ha portato allo sviluppo della tecnologia Idrofresa e alla creazione della nuova linea di macchine dedicate, nelle versioni Tiger e Cougar.

Fin dalle prime fasi progettuali, si è cercato di integrare la tecnologia Idrofresa con le altre tecnologie implementate nella linea HD. Il primo passo fondamentale verso questo obiettivo è stato ottenuto trasferendo il circuito di movimentazione degli argani già consolidati nella linea HD, nella Tiger. Questo aspetto ha contribuito a conferire alla macchina l'aggettivo "Plus". Tuttavia, questa trasduzione ha creato alcune discrepanze che, pur richiedendo specifici accorgimenti, non implicano modifiche sostanziali alla configurazione di base. Tra queste, si evidenzia la necessità di limitare la velocità di movimentazione degli argani, per evitare eccessive inerzie dell'unità fresante, e l'eliminazione della modalità di caduta libera. Nel primo caso, la limitazione viene ottenuta regolando la cilindrata massima della pompa mediante correzioni software. Nel secondo caso, si interviene modificando i collegamenti idraulici delle frizioni.

Nonostante nella versione Tiger si sia trovato un apparente equilibrio tra le diverse tecnologie, le scelte progettuali relative ai componenti del circuito oleodinamico, progettati per coprire l'intero spettro delle operazioni richieste da tutte le tecnologie, risultano sovradimensionate rispetto a componenti più adatti a garantire il corretto funzionamento della tecnologia Idrofresa. In particolare, nella fase operativa di scavo, che rappresenta la fase utile di lavorazione, in cui il modulo esegue la discesa controllata e costante grazie al galleggiamento, per scavare il terreno sottostante. Per affrontare questa problematica, senza stravolgere la struttura del circuito oleodinamico per risolvere un unico conflitto interno della macchina e rischiare di introdurre complicanze nell'esecuzione delle altre tecnologie, Soilmec ha deciso di implementare un circuito aperto dedicato esclusivamente per questa fase operativa.

Tale scelta rappresenta una soluzione ispirata alla struttura oleodinamica della Cougar, versione simile alla Tiger ma progettata unicamente per la tecnologia Idrofresa. La Cougar, infatti, grazie all'utilizzo del circuito aperto, ha dimostrato un'ottima efficienza e affidabilità, consentendo un progressivo perfezionamento della lavorazione in galleggiamento e garantendo risultati comparabili anche nella versione Tiger.

L'adozione di questa soluzione nella Tiger ha inevitabilmente aumentato sia la complessità del sistema sia la sua gestione operativa, poiché richiede l'utilizzo alternato del circuito chiuso e di quello aperto. Inoltre, questa configurazione introduce potenziali fattori di disturbo nel circuito predominante. Tuttavia, ha permesso di affrontare con successo la sfida legata al controllo di portate d'olio relativamente basse, che risulta cruciale per questa tecnologia, rispetto alle portate richieste in altre applicazioni.

Questo approccio ha portato alla realizzazione dell'attuale versione SC 130 Tiger Plus.

Il compromesso adottato nella versione Tiger Plus ha però generato conflitti, non tanto in termini di prestazioni, quanto alle normative applicabili alla Compattazione Dinamica. Questa tecnologia rappresenta infatti l'applicazione con il maggior fattore di rischio nel cantiere tra le tecnologie disponibili e, prima delle modifiche introdotte per integrare la tecnologia Idrofresa, rispettava pienamente i requisiti normativi. Nonostante tale conflitto, Soilmec continua a rendere disponibile la tecnologia per la Compattazione Dinamica attraverso una configurazione basata sulla linea HD, che però non integra l'utilizzo della tecnologia Idrofresa, in modo da garantire la conformità alle normative vigenti⁸.

Alla luce di questa evoluzione delle escavatrici a fune, Soilmec offre al mercato un'ampia gamma di tecnologie, ciascuna adeguata alle specifiche normative e prestazionali, come illustrato nel *diagramma 1* di *figura 2.57*. Si precisa che con il termine "Gru" si fa riferimento alle operazioni di base per l'Heavy-Duty, per le quali le SC sono state originariamente progettate.

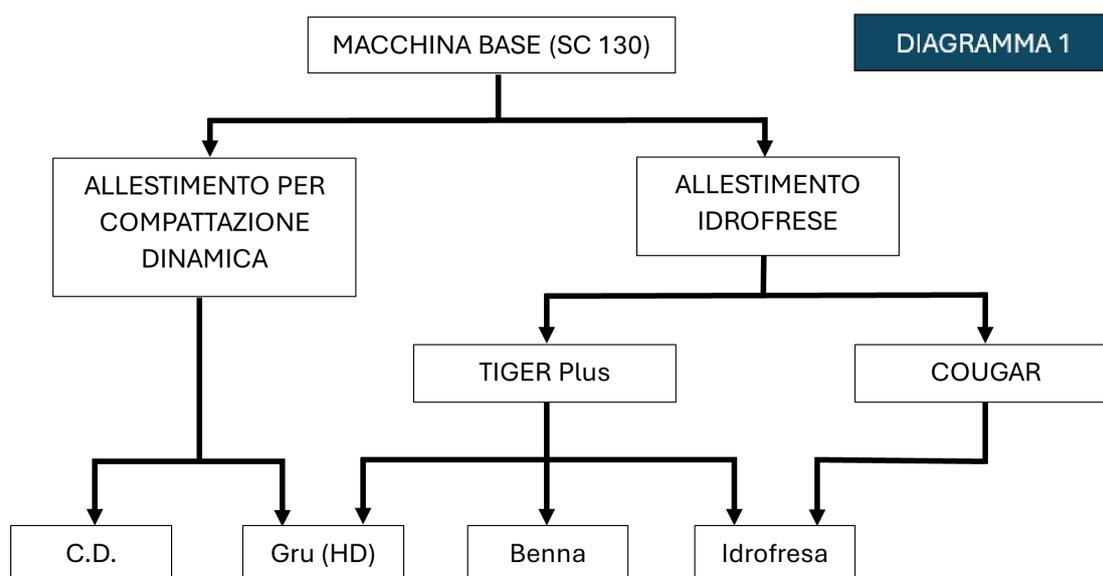


Figura 2.57: Serie SC disponibile

⁸ EN 16228-1 e 5:2014 + A1:2021: Normativa di riferimento per tecnologia Idrofresa [8]
EN 474-12:2022: Normativa di riferimento per tecnologia Compattazione Dinamica [9]

Questa classificazione ha consentito all'azienda di mantenere una posizione competitiva nel mercato delle escavatrici a fune per le tecnologie del sottosuolo per un lungo periodo, fornendo su richiesta del cliente prodotti intercambiabili e personalizzabili, in linea con l'essenza che ha caratterizzato la divisione Soilmec nel corso della sua storia.

Tuttavia, l'attuale modello operativo non rappresenta il punto di ottimo in termini di strategia produttiva per le macchine SC. La serie, essendo la più grande in termini di dimensione disponibile sul mercato, richiede tempi significativi per l'organizzazione delle risorse e della produzione, poiché l'azienda non dispone di macchinari a magazzino disponibili. Questo aspetto, unito all'evoluzione del mercato delle macchine per le tecnologie del sottosuolo, che ora privilegia tempi di disponibilità più rapidi rispetto all'elevata intercambiabilità, evidenzia la necessità per Soilmec di rivedere la propria strategia aziendale. In particolare, si rende opportuno considerare l'adozione di una nuova politica di produzione, orientata alla creazione di una scorta di prodotti a magazzino, caratterizzati da una maggiore standardizzazione.

Se, ipoteticamente, si disponesse di un magazzino di macchine SC con l'attuale scenario, il risultato sarebbe infruttuoso, poiché le varie tecnologie devono essere adattate e progettate in conformità con quanto descritto precedentemente e seguendo le procedure di costruzione racchiuse nel *diagramma 1* di *figura 2.57*.

Come si è potuto intuire, i conflitti creati tra Compattazione Dinamica e Idrofresa rappresentano un ostacolo significativo alla creazione di una serie SC totalmente intercambiabile, nata a partire dall'integrazione del circuito aperto dedicato nella fase di galleggiamento. Questa situazione ha dato origine al presente elaborato, che si concentra sullo studio, l'analisi e la simulazione della versione Tiger in configurazione Idrofresa. L'obiettivo principale è raccogliere i dati essenziali che forniranno le informazioni necessarie per identificare possibili margini di miglioramento, così da sviluppare, in futuro, le stesse performance attuali, ma senza generare conflitti con le altre tecnologie. Tali risultati potrebbero essere ottenuti intuitivamente attraverso il pieno funzionamento del sistema di movimentazione in circuito chiuso. In seguito, questa futura evoluzione del sistema potrà essere estesa anche alla versione Cougar.

Questa prospettiva aziendale, che vede la SC 130 Tiger Plus come pioniere nella transizione, rappresenta un passo cruciale per raggiungere l'obiettivo prefissato, come sintetizzato nel *diagramma 2* di *figura 2.58*. Ciò permetterà di ottenere una serie SC totalmente intercambiabile, a partire da una base standardizzata di macchina, e al contempo ridurrà le tempistiche di disponibilità. Questi aspetti rispondono in modo mirato sia alle esigenze del mercato che agli obiettivi aziendali, consolidando ulteriormente la competitività di Soilmec nel settore delle tecnologie del sottosuolo.

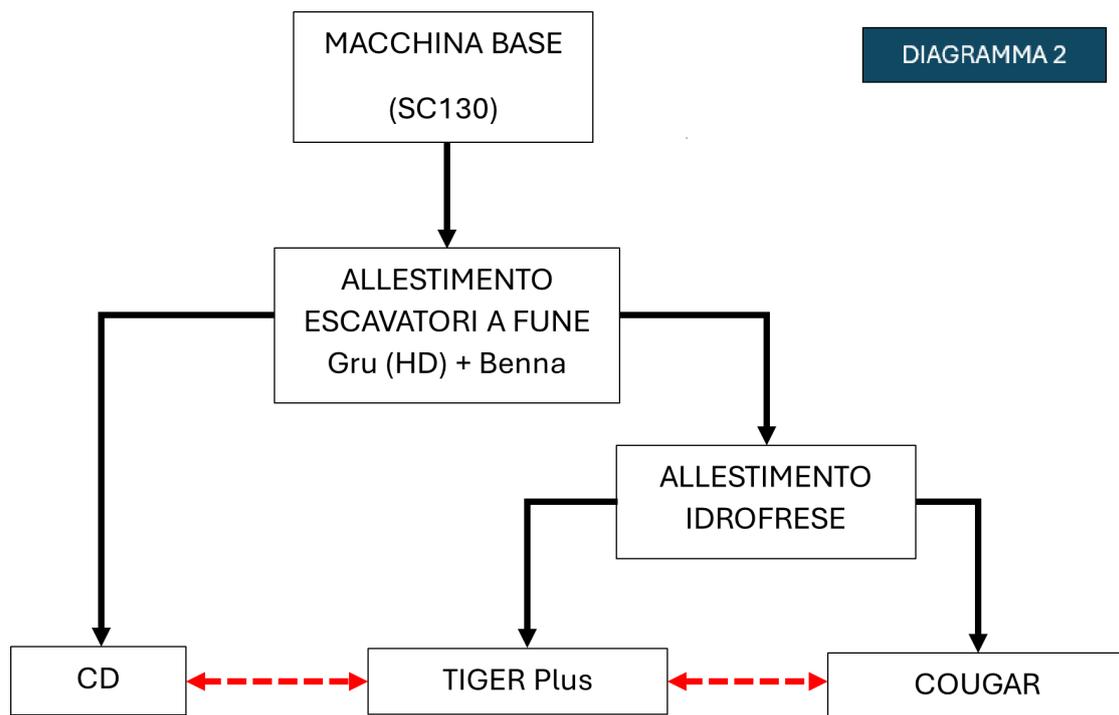


Figura 2.58: Serie SC futura

Capitolo 3

Progettazione e Funzionamento del Sistema di Movimentazione dell'Unità Fresante

La struttura di movimentazione degli argani per l'esecuzione della tecnologia Idrofresa, allestita nella SC 130 Tiger Plus, prevede l'impiego di un sistema oleodinamico integrato tra due sistemi meccanici: uno dedicato alla movimentazione dell'unità fresante e l'altro all'alimentazione dei componenti responsabili della movimentazione dell'olio all'interno del circuito oleodinamico. Questo sistema rappresenta un tipico *circuito oleodinamico di trasmissione* tra due sistemi meccanici, che utilizza come vettore energetico un fluido in pressione.

Le caratteristiche che rendono questi sistemi più efficienti rispetto ad altre soluzioni per la trasmissione dell'energia cinetica, come ad esempio i sistemi pneumatici o direttamente meccanici, risiedono nell'elevata incomprimibilità, intrinseca dei fluidi liquidi, combinata all'alta temperatura di saturazione. Quest'ultima corrisponde ad un punto di ebollizione elevato, che consente al sistema di operare efficacemente anche in condizioni in cui il calore generato è significativo. Inoltre, previene il passaggio del fluido da stato liquido a quello gassoso, causato da elevate temperature o basse pressioni, evitando così il fenomeno della cavitazione, che può danneggiare i componenti del sistema. Queste proprietà permettono di moltiplicare le forze di trasmissione a partire da piccoli contributi di potenza dall'alimentazione. Inoltre, i fluidi utilizzati sono in grado di operare a pressioni e temperature elevate, garantendo prestazioni ottimali.

Un ulteriore vantaggio di questi sistemi è la lubrificazione dei componenti in movimento, resa possibile dall'elevata viscosità del fluido impiegato. Tuttavia, il parametro della viscosità deve essere selezionato con attenzione in base alla specifica applicazione prevista, per assicurare un adeguato controllo sia della temperatura sia delle perdite di carico. Per preservare l'efficienza del sistema, è fondamentale limitare anche la presenza di aria nel fluido, così da mantenere una proporzionalità diretta tra la portata dell'olio e la velocità degli attuatori, valida nell'ipotesi di avere un fluido incomprimibile in cui l'incremento di portata è direttamente proporzionale all'incremento del volume nel tempo.

Sulla base di questi principi fondamentali, il presente capitolo approfondirà i sistemi meccanici ed oleodinamici coinvolti nell'operatività della tecnologia Idrofresa. La trattazione inizierà esponendo il cinematismo di movimentazione del modulo, seguito dalla descrizione delle strutture meccaniche ed oleodinamiche, per concludere con le modalità operative del sistema nelle varie sequenze previste per la corretta movimentazione dell'unità fresante.

Quest'ultimo aspetto è cruciale per la comprensione delle interazioni tra il circuito chiuso, predominante nel sistema, e il circuito aperto integrato. Come già introdotto nel *paragrafo 2.3*, queste due tipologie di circuiti operano in modo alternato, ciascuna con dinamiche interne specifiche. Tuttavia, il presente elaborato si concentra esclusivamente sulle sequenze di movimentazioni più lineari, evitando di analizzare situazioni eccezionali o temporanee che richiedono procedure particolari. Le sequenze non trattate rappresentano comunque una porzione minima rispetto a quelle studiate e analizzate, assicurando così una panoramica completa ed efficace delle principali modalità operative.

3.1 Analisi del Cinematismo

Il principio di funzionamento di un sistema oleodinamico, indipendentemente dal contesto applicativo, stabilisce che la pressione nel circuito è principalmente influenzata e direttamente proporzionale all'entità del carico esterno. Questo aspetto può essere chiarito considerando un sistema in cui è necessario contrastare un carico che agisce su una superficie, tramite una forza di pressione agente sulla medesima superficie, ma opposta in direzione alla prima. L'equilibrio tra queste due forze può essere descritto attraverso l'*equazione 3.1*, dove F rappresenta la forza da vincere, P la pressione ed S la superficie. Dall'equazione risulta evidente che, a parità di superficie, la forza del carico esterno e la pressione sono grandezze direttamente proporzionali.

$$F = P \cdot S \tag{3.1}$$

Questo esempio descrive concettualmente sia il principio di funzionamento che la dinamica di un qualsiasi sistema oleodinamico: per vincere un carico esterno, il sistema deve reagire generando una determinata pressione. Di conseguenza, il circuito oleodinamico deve essere dimensionato e configurato in funzione dell'entità del carico da contrastare, e non il viceversa. Tale approccio porta ad analizzare in primo luogo l'entità del carico esterno.

Tuttavia, il carico esterno non rappresenta una proprietà intrinseca dell'oggetto da movimentare. Utilizzando un sistema di movimentazione basato su argani e carrucole di rinvio, è possibile sfruttare i principi fisici per redistribuire il lavoro necessario per vincere il carico esterno. Questo approccio consente di evitare soluzioni progettuali inefficienti che non sfruttano pienamente i benefici delle leve, riducendo al contempo la pressione richiesta al circuito oleodinamico per reagire. Tale considerazione evidenzia l'importanza della scelta progettuale di adottare una testata del braccio, come illustrato precedentemente in *figura 2.58* del *sottoparagrafo 2.2.2*. Questa componente costituisce un elemento chiave del cinematismo in seguito descritto.

Come descritto in precedenza, la funzione di sostenimento del modulo fresante è affidata ad un'unica fune avvolta sugli argani posteriore ed anteriore che, ruotando, consentono di avvolgere o svolgere la fune, gestendo così il movimento. Diversamente, gli avvolgitori del tubo fango e dei tubi idraulici, riconoscibili dalla voluminosità occupata nel tetto della torretta, non prevedono la funzionalità di sostenimento, ma saranno comunque motorizzati per avere delle tubazioni correttamente in tensione e coerenti con la movimentazione dell'unità.

La fune di sostegno viene indirizzata verso le coppie di carrucole montate sulla testata del braccio. Queste carrucole hanno il compito di assorbire e scaricare alla struttura macchina parte del carico trasmesso dalla fune e di invertire la direzione della fune stessa verso l'unità fresante. I due tratti di fune a sbalzo, che possono dare l'impressione di essere due funi separate, vengono convogliati all'interno del bozzello girevole. Questo componente consente di unire i due tratti di fune, eliminando ogni ambiguità sulla continuità della fune e assicurando la coerenza del sistema. Il cinematismo descritto è illustrato nella *figura 3.1*, che presenta uno schema del profilo di una SC 130 Tiger Plus in configurazione Idrofresa. La figura evidenzia il percorso della fune tra gli argani anteriore e posteriore con il braccio; inoltre, viene evidenziato il dettaglio del bozzello girevole, per enfatizzare il raccordo tra i due tratti di fune.

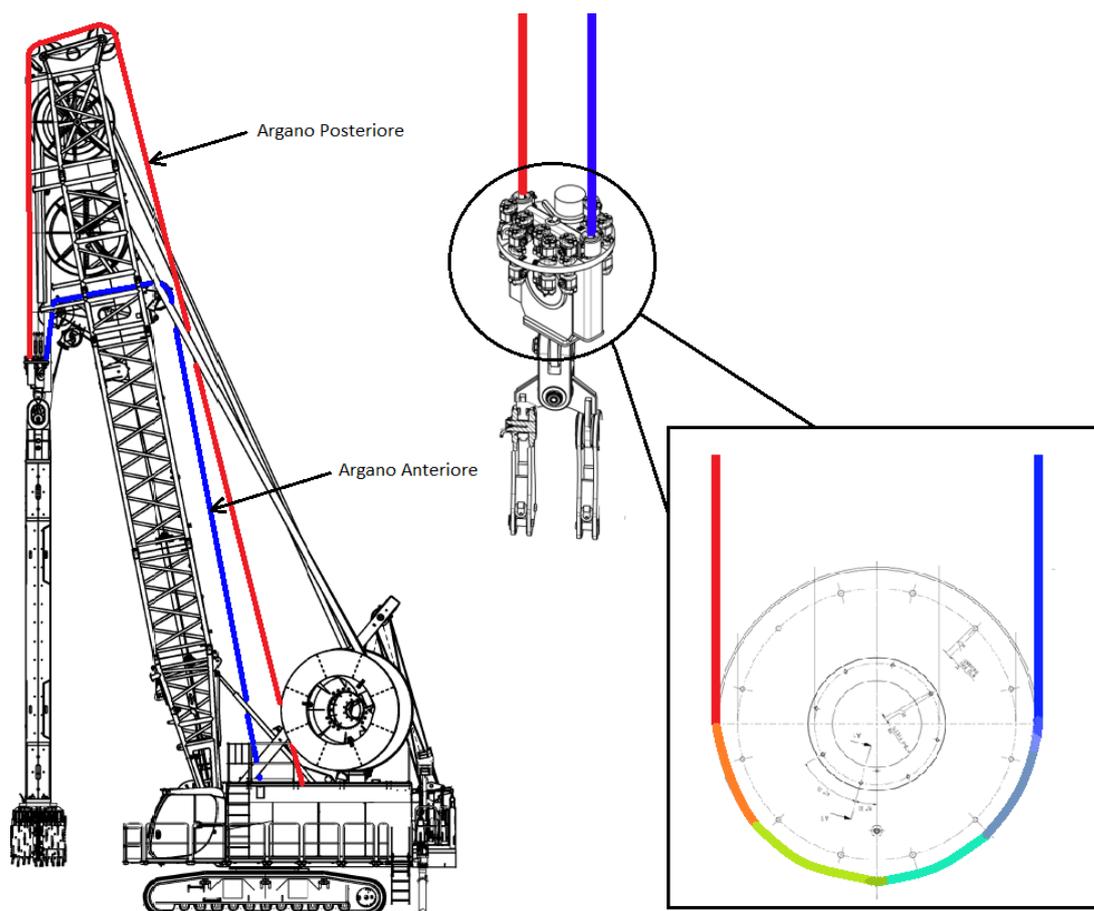


Figura 3.1: Cinematismo SC 130 Tiger Plus in allestimento Idrofresa [10]

La configurazione del cinematismo così implementata permette di demoltiplicare le forze attraverso l'aggiunta di quest'ultimo bozzello di tipo mobile, collocato all'apice dell'unità fresante. Questo elemento crea una seconda inversione della fune, traducendo lo studio del cinematismo come quello di un paranco con tiro in seconda. Questa tipologia di sistemi di carrucole permette di ridurre della metà il carico applicato su ciascun tratto della fune, bilanciando tuttavia il compromesso di dover raddoppiare la movimentazione della fune rispetto a un sistema semplice con una sola inversione, come riportato nella figura 3.2 a sinistra.

Intuitivamente, si potrebbe ipotizzare che la movimentazione dell'unità fresante avvenga attraverso il sincronismo tra gli argani anteriore e posteriore, per mitigare il rapporto di movimentazione argani – unità fresante di 2:1. Tuttavia, nella tecnologia Idrofresa, il funzionamento degli argani è alternato: mentre uno è in rotazione, l'altro è bloccato. Tale scelta progettuale è motivata dall'esigenza di limitare la velocità di movimentazione dell'unità fresante, prevenendo l'insorgenza di eccessive inerzie, particolarmente critiche per un modulo di almeno 30 tonnellate.

Inoltre, questa configurazione garantisce una maggiore sensibilità nel controllo della posizione dell'unità, soprattutto durante la fase di discesa del modulo. Va sottolineato che questa soluzione è una peculiarità della tecnologia Idrofresa. Al contrario, altre tecnologie come Benna Mordente e Compattazione Dinamica adottano un sincronismo di argani.

Alla luce della configurazione descritta, il cinematismo con tiro in seconda del sistema carrucole-argani-bozzello può essere semplificato nello schema mostrato di *figura 3.2 a destra*. Questo schema evidenzia come, alternativamente, un'estremità sia vincolata tramite il bloccaggio di un argano, mentre l'altra estremità debba applicare la forza necessaria al sollevamento del carico mediante la rotazione dell'altro argano.

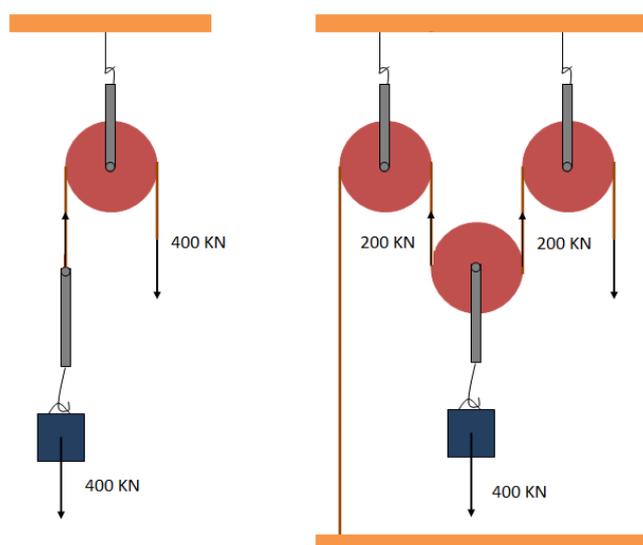


Figura 3.2: Cinematismo schematizzato con tiro in prima (sn) e tiro in seconda (dx)

La movimentazione così descritta potrebbe sollevare perplessità riguardo ad una possibile disparità nel tensionamento dei due tratti di fune a sbalzo. Tale situazione potrebbe comportare una rotazione attorno al punto di tangenza della fune con la carrucola mobile con verso coerente alla carrucola che viene percorsa dalla fune movimentata dall'argano in funzione. Questo fenomeno, ipoteticamente, potrebbe causare una deviazione del modulo lungo il piano X – X, descritto nella *figura 2.33* del *paragrafo 2.1*. Tuttavia, grazie all'elevato carico apportato dall'unità fresante e alle basse velocità di movimentazione dell'unità, si garantisce sempre un corretto tensionamento delle funi e il mantenimento della verticalità del modulo. Inoltre, il peso significativo del modulo contribuisce in parte a mantenere tese, entro un certo limite accettabile, la tubazione fango e le tubazioni idrauliche, le quali devono restare sempre adeguatamente tensionate durante la movimentazione, evitando qualsiasi lasco che potrebbe compromettere il funzionamento o la sicurezza del sistema.

3.2 Analisi del Sistema Oleodinamico

Descritta l'entità del carico esterno e la modalità con cui avviene la sua movimentazione, si procede con l'analisi e descrizione del sistema oleodinamico responsabile delle operazioni di sollevamento e abbassamento dell'unità fresante. Considerata la complessità introdotta dal circuito aperto, che permette la specifica movimentazione per la fase di lavorazione dell'unità, il presente paragrafo si articola dividendo la descrizione del circuito oleodinamico tra le due tipologie principali: circuito aperto e circuito chiuso.

Ogni tipologia verrà descritta in relazione ai gruppi funzionali che compongono qualsiasi sistema oleodinamico, suddivisi come segue:

- **Gruppo di Alimentazione:** comprende i componenti per la conversione di energia meccanica in idraulica, insieme agli elementi fondamentali per il funzionamento di base del circuito oleodinamico;
- **Gruppo di Regolazione o Controllo:** include i componenti che differenziano un sistema dall'altro, determinando operazioni specifiche e caratterizzanti;
- **Gruppo Utente:** raggruppa i componenti per convertire l'energia idraulica in energia meccanica.

Questa struttura consente di descrivere in modo chiaro la composizione di ciascun tipo di circuito, semplificando l'interpretazione dei sistemi analizzati e permettendo di enfatizzare successivamente le caratteristiche specifiche dei singoli componenti, utili nell'implementazione del sistema per simularlo e analizzarlo tramite software Amesim. Una peculiarità del sistema descritto è rappresentata dal funzionamento alternato dei due argani, i quali devono eseguire le stesse operazioni, con le stesse prestazioni, indipendentemente dalla profondità operativa dall'unità fresante. Per questo motivo, le soluzioni adottate nella progettazione del circuito sono identiche per entrambi gli argani. Pertanto, è sufficiente analizzare il funzionamento di un singolo sistema di movimentazione di un argano per estendere le stesse considerazioni al secondo. Ogni argano è dotato di un circuito chiuso e di un collegamento al circuito aperto. In questo modo, il sistema complessivo di movimentazione degli argani è costituito da:

- **2 circuiti chiusi**, uno per ciascun argano;
- **1 circuito aperto**, che si collega ad entrambi gli argani.

Prima di analizzare nel dettaglio le due tipologie di circuiti, ciascuna con le proprie peculiarità, è necessario descrivere le caratteristiche comuni ad entrambe. In particolare, si fa riferimento ai sistemi meccanici di alimentazione ed utilizzo del circuito oleodinamico, che costituiscono la base operativa indipendentemente dalla tipologia specifica del circuito.

Sistema di alimentazione meccanico

Il sistema di alimentazione meccanico è costituito da un motore diesel accoppiato ad un accoppiatore con quattro prese di forza. L'accoppiatore presenta quattro alberi paralleli, ciascuno equipaggiato con un numero specifico di pompe in serie. Questi due componenti rappresentano la base di alimentazione per l'intero impianto oleodinamico, essenziale per la movimentazione di ogni componente della macchina, dalla traslazione dei cingoli all'inclinazione del braccio.

A tal proposito, il motore è dimensionato per soddisfare tutti i fabbisogni di potenza necessari al corretto funzionamento delle varie linee idrauliche, così come l'accoppiatore che deve essere progettato per assorbire le diverse coppie resistenti imposte dalle pompe calettate negli alberi. Per ridurre la richiesta complessiva di coppia nel sistema oleodinamico e dimensionare degli alberi utilizzatori meno prestazionali, l'accoppiatore è costituito da una cascata di ingranaggi. Questa configurazione, con un rapporto di trasmissione (i), definito come il rapporto tra la velocità dell'albero motore (ω_M) e la velocità dell'albero utilizzatore (ω_P), come illustrato nell'equazione 3.2, quando minore all'unità, aumenta la velocità degli alberi collegati alle prese di forza.

$$i = \omega_M / \omega_P \quad (3.2)$$

Questa soluzione, oltre ad ottenere questo effetto benefico nella trasmissione meccanica, consente di ottenere portate maggiori dalle pompe. Questo risultato può essere spiegato tramite l'equazione 3.3, che esprime come la portata sia direttamente proporzionale alla cilindrata del componente e alla velocità di rotazione:

$$Q_P = \omega_P \cdot V_P \quad (3.3)$$

L'equazione mostra chiaramente che, a parità di portata richiesta dal sistema, è possibile soddisfare il fabbisogno aumentando la velocità di rotazione dell'albero e riducendo la cilindrata della pompa. Questa caratteristica offre un vantaggio in fase di progettazione, poiché permette di dimensionare le pompe contenendo la cilindrata, con benefici in termini di costi e ingombri.

Il sistema di alimentazione meccanico, posizionato a monte del circuito oleodinamico, è distribuito come illustrato in figura 3.3, dove si evidenzia anche il numero dell'accoppiamento.

Inoltre, una rappresentazione schematica del sistema assemblato, con un totale di 13 pompe, è riportata in figura 3.4

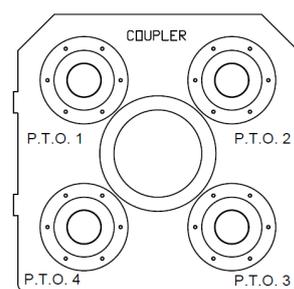


Figura 3.3: Distribuzione prese di forza [10]

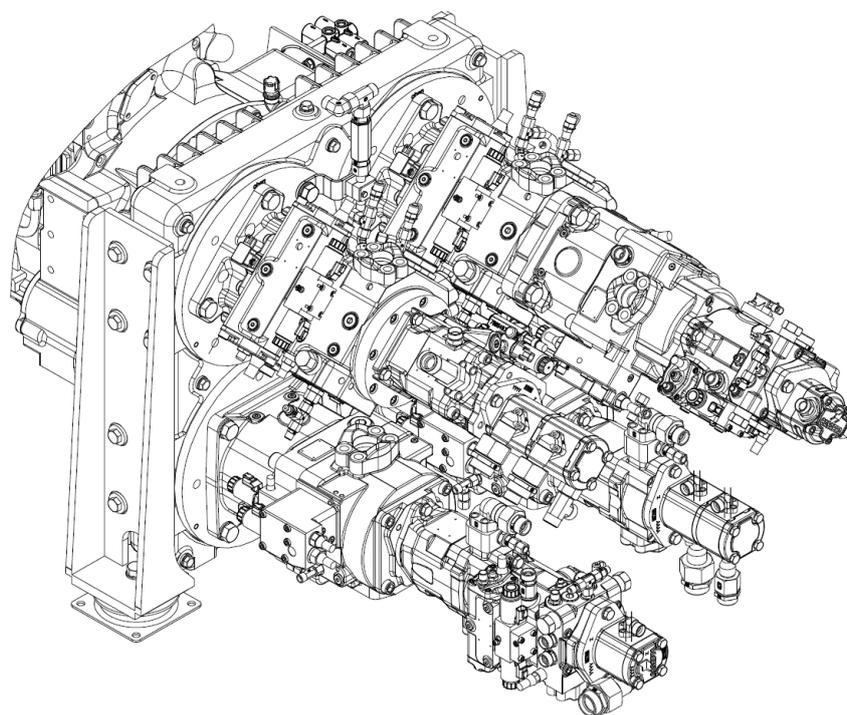


Figura 3.4: Assemblaggio pompe su alberi disposti nelle prese di forza [10]

Sistema utilizzatore meccanico

A valle del sistema oleodinamico di movimentazione dell'unità fresante, si colloca l'argano, il componente che tramite la sua rotazione permette la traslazione verticale dell'unità. L'argano è riportato nei due prospetti di *figura 3.5*, dove è possibile osservare le scanalature presenti nel corpo centrale per favorire e garantire un corretto avvolgimento nel caso di una fune avvolta su più strati.

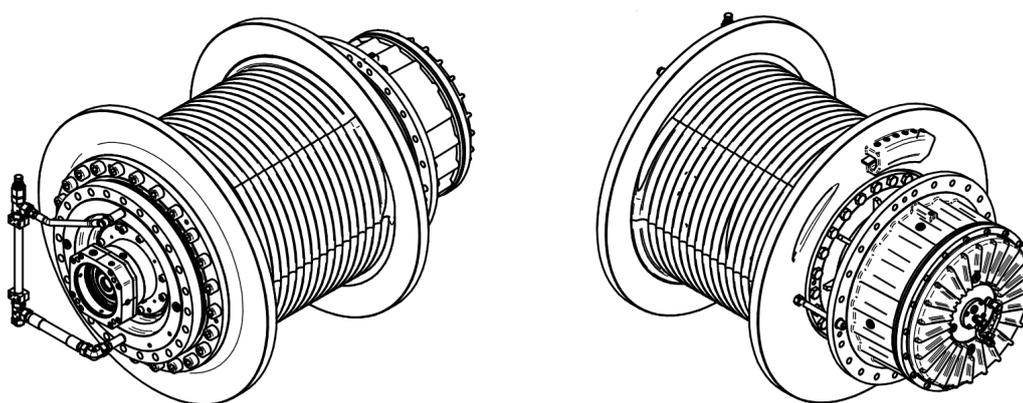


Figura 3.5: Prospetto argani: Ingresso motore idraulico (sn), frizione (dx) [10]

L'organo impiegato è stato dimensionato per soddisfare le esigenze di tutte le tecnologie supportate dalla SC 130 Tiger Plus. Come precedentemente descritto nel paragrafo dedicato alle tecnologie chiave di lavorazione, si necessita di adottare degli organi con tecnologia a caduta libera. Questa scelta progettuale concilia l'operatività dell'Idrofresa dal momento che, grazie all'integrazione all'interno dell'organo stesso di una frizione, si permette di modulare le modalità di rotazione, mediante le modifiche alle connessioni idrauliche associate alla frizione stessa. Queste connessioni esposte a *sinistra* in *figura 3.6* e risaltate dalla numerazione, permettono le seguenti modalità:

- **Caduta libera:** Quando l'ingresso in **P** è alimentato da una linea di pressione, la frizione viene disinnestata non risultando più solidale alla rotazione del corpo centrale dell'organo;
- **Caduta controllata:** Quando l'ingresso in **K** è alimentato da una linea di pressione, si ottiene lo stesso effetto di disinnesto della frizione, con una configurazione idraulica diversa;
- **Movimentazione Idrofresa:** In questa modalità, entrambe le linee **K** e **P** sono collegate al serbatoio, mantenendo la frizione sempre innestata e solidale alla rotazione dell'organo in qualsiasi condizione operativa.

Gli stessi risultati, ma le diverse connessioni tra le prime due modalità derivano dalla diversa configurazione della componentistica idraulica a monte delle rispettive linee di ingresso. Nella linea K, è presente un servocontrollo azionato meccanicamente tramite pedale, collocato nella cabina della macchina, che consente di regolare la discesa del modulo attraverso la modalità definita a “freno positivo”. Cioè, premendo il pedale, la frizione viene disinnestata, consentendo la rotazione libera, mentre rilasciando il pedale, la frizione si innesta, bloccando il movimento.

Idraulicamente, quando il pedale è premuto, la frizione viene messa in comunicazione con una linea in pressione; in caso contrario, l'ingresso K viene posto a scarico, come illustrato a *destra* in *figura 3.6*.

Nella configurazione con P collegata, impiegata per la tecnologia di Compattezza Dinamica, il pedale è comunque presente, ma il suo utilizzo è disabilitato per questioni di sicurezza. La gestione della frizione in questa modalità è affidata ad un sistema dedicato, che integra il DMS con circuito oleodinamico apposito. La modalità operativa della frizione regola quindi il comportamento rotazionale dell'organo.

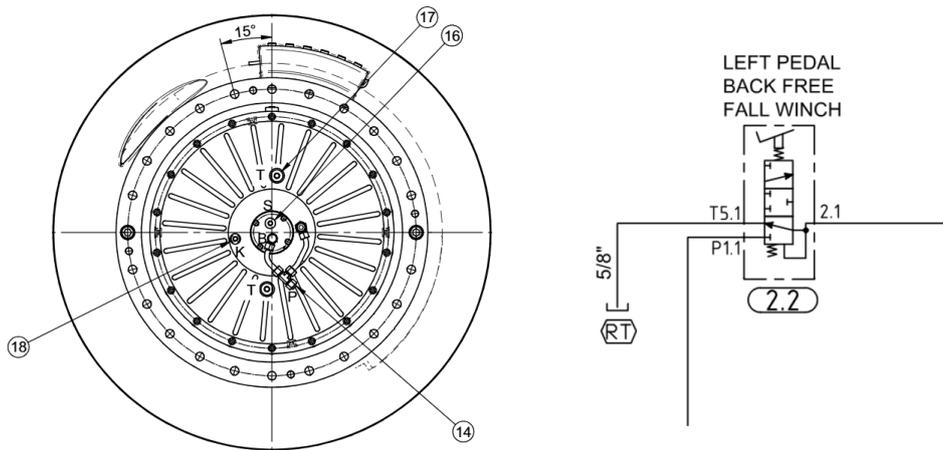


Figura 3.6: Connessioni idrauliche a frizione (sn) e pedale "freno positivo"(dx) [10]

Mentre, la movimentazione vera e propria è resa possibile dall'accoppiamento tra il motore idraulico e il corpo centrale dell'argano, attraverso un albero e una cascata di rotismi. Questo accoppiamento consente una rotazione solidale tra i due componenti, come illustrato in *figura 3.7*. Il rapporto di trasmissione di tale accoppiamento, definito secondo l'*equazione 3.2* in cui a numeratore si indica la velocità di rotazione del motore idraulico e a denominatore quella dell'argano, è maggiore all'unità. Tale configurazione comporta una riduzione della velocità di rotazione dell'argano, un risultato coerente con l'esigenza di mantenere velocità operative contenute, in linea con i requisiti della tecnologia Idrofresa.

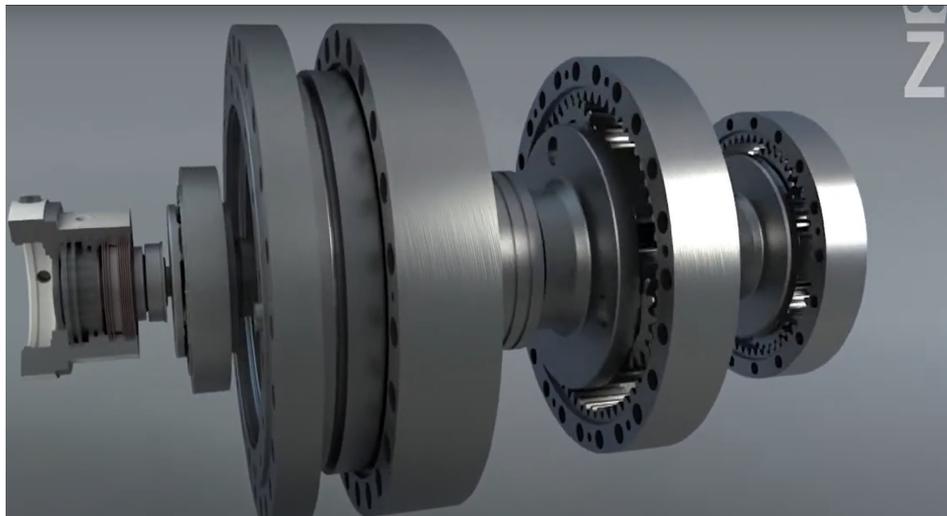


Figura 3.7: Trasmissione motori idraulici - argani [11]

3.2.1 Circuito Chiuso

Il circuito chiuso, come descritto nel *paragrafo 2.3*, rappresenta il sistema predominante per la movimentazione degli argani della SC 130 Tiger Plus. Questo circuito è stato progettato per supportare le esigenze operative richieste dalle tecnologie impiegate in applicazioni Heavy-Duty e, con le opportune modifiche, può essere adattato anche per le tecnologie di Compattazione Dinamica e Benna Mordente. La configurazione ed il dimensionamento del circuito chiuso consentono di soddisfare l'intero spettro di esigenze operative previste per la macchina. Una delle principali caratteristiche del circuito chiuso è la sua maggiore efficienza nell'utilizzo del fluido oleodinamico, che viene ricircolato all'interno del sistema senza essere smaltito direttamente nel serbatoio. Questa configurazione limita la creazione di transitori durante la movimentazione dei componenti, riducendo i tempi di risposta e aumentando la continuità operativa.

L'aggettivo "chiuso" deriva dal percorso seguito dall'olio all'interno del circuito: dopo essere stato movimentato dalla pompa, il fluido viene inviato al motore idraulico e successivamente ritorna alla sezione di aspirazione della pompa. Al contrario dei circuiti aperti, l'olio non viene smaltito nel serbatoio al termine del ciclo.

Questa tipologia di circuito offre vantaggi significativi, ma richiede anche particolare attenzione al controllo della temperatura del fluido. La connessione con l'olio presente nel serbatoio è infatti limitata, impedendo il raffreddamento del fluido tramite l'apporto diretto di olio più freddo proveniente dal serbatoio. Per gestire questo aspetto, nei casi in cui l'operatività generi un significativo riscaldamento dell'olio, è necessario prevedere un circuito di lavaggio. Tale circuito consente il prelievo controllato di una porzione di fluido, che viene raffreddato tramite scambiatori di calore o diretto al serbatoio per garantire un corretto bilancio termico.

Questa operazione è essenziale nel caso di tecnologie a Benna Mordente e Compattazione Dinamica ma non in Idrofresa dal momento che non si hanno le stesse operatività che surriscaldano l'olio come nelle altre due tecnologie. Le operazioni in Idrofresa, infatti, generano temperature del fluido che rimangono entro limiti accettabili, rendendo superfluo l'utilizzo di una linea dedicata per il raffreddamento o lo smaltimento dell'olio nel serbatoio.

Da sottolineare che tutti i valori di pressione indicati fanno riferimento a valori di pressione relativa, cioè la pressione corrispondente del fluido detratta del valore di pressione atmosferica.

Gruppo di alimentazione

Solidali allo stesso albero disposto nella presa di forza numero 1, si individuano i componenti deputati alla generazione delle portate necessarie al circuito oleodinamico. Facendo riferimento allo schema oleodinamico riportato in *figura 3.8*, le pompe in oggetto sono identificate come “Pompa 1.1” e “Pompa 1.2”, presentando le seguenti caratteristiche: pompe a pistoncini assiali, a cilindrata variabile grazie al design a piatto oscillante, e bidirezionali, capaci di invertire la direzione del flusso tramite l'inclinazione della piastra oscillante.

Tali caratteristiche risultano essenziali per garantire una tecnologia in grado di modulare la portata e di indirizzarla verso il ramo di sinistra o quello di destra della pompa, corrispondenti rispettivamente al ramo di salita o discesa degli argani.

La regolazione della portata, necessaria per ricoprire le diverse esigenze operative delle tecnologie implementate, avviene modulando i valori di corrente inviati alle bobine della valvola elettro-proporzionale, che consente un controllo continuo della cilindrata della pompa in proporzione al segnale di corrente. Nello specifico, modulando i segnali inviati a YE25 o YE26 si regola la cilindrata della pompa dell'argano posteriore, mentre agendo su YE23 o YE24 si regola la cilindrata della pompa dell'argano anteriore. È importante sottolineare che le coppie di bobine relative a ciascuna pompa operano in modo indipendente: ciascuna bobina regola la cilindrata della pompa nella configurazione specifica necessaria per dirigere la portata verso un determinato ramo.

Entrambe le pompe sono dotate di valvole di massima integrate, una per ciascun ramo, indispensabili per limitare la pressione massima del circuito a 38 MPa (o 380 bar). Queste valvole operano in modo diverso rispetto a quelle presenti in un circuito aperto, che scaricano direttamente il fluido in serbatoio, svuotando la linea in pressione e ripristinando così un livello di pressione adeguato. Nel circuito chiuso, invece, grazie alle specifiche componentistiche, le valvole di massima riducono la pressione facendo circolare l'olio della linea che ha raggiunto il valore di pressione massima di 380 bar verso la linea adiacente a pressione inferiore, passando attraverso la pompa. Ciò consente di interrompere la comunicazione della linea in pressione con il carico esterno, limitando la pressione della linea. Questo processo si arresta una volta che la pressione tra pompa e valvola di massima scende sotto il valore di taratura della valvola. Le quattro linee idrauliche sono inoltre monitorate da trasduttori di pressione identificati dalla sigla BP.

Per prevenire il superamento della soglia di pressione impostata, la pompa integra una valvola che permette di attuare la limitazione della pressione del circuito a un livello inferiore, cioè a 350 bar, grazie alla valvola di “Cut-off”, comunemente nota come valvola di taglio, che segue i principi di una valvola di regolazione di pressione pilotata. Questa valvola, rigorosamente collegata idraulicamente a valle

della valvola di massima, ne previene l'apertura, lasciando a quest'ultima il compito di intervenire esclusivamente in caso di picchi di pressione, all'ordine dei 380 bar. La valvola di regolazione di pressione limita il flusso d'olio destinato a riempire la camera dell'elemento che regola la cilindrata della pompa; essendo configurata in posizione Normalmente Aperta, tale limitazione sbilancia l'equilibrio tra le due camere, portando la pompa a configurarsi sulla cilindrata minima.

Questa azione di limitazione della portata permette di ridurre la pressione nel ramo di alta pressione, grazie alla riduzione della cilindrata. Tuttavia, nel caso in cui entrambe le linee della pompa siano alla medesima alta pressione, cioè in applicazioni di *towing*¹ di macchinari pesanti, deve essere attivata la funzionalità di bypass, comandabile tramite una valvola con azionamento meccanico, che, in *figura 3.8* è affiancata alla valvola bistabile che gestisce il pilotaggio della valvola di taglio.

Essendo il circuito in oggetto un sistema chiuso, in condizioni ideali, se tutti i componenti fossero perfettamente a tenuta, l'olio caricato al suo interno continuerebbe a ricircolare all'infinito. Tuttavia, trattandosi di un sistema reale, è necessario compensare le perdite d'olio dovute a fughe o trafiletti nei vari componenti. Questo compito è svolto dalla pompa di sovralimentazione, denominata "Pompa 1.3", solidale allo stesso albero che ospita le pompe descritte in precedenza. Come si può notare, la tecnologia di questa pompa si differenzia dalle altre: il circuito che la collega ai circuiti chiusi è progettato per autoregolarsi nella quantità di portata da immettere, grazie alla presenza di una valvola di massima impostata a 30 bar. Di conseguenza, la pompa di sovralimentazione è di tipo ad ingranaggi esterni a cilindrata fissa che, dimensionata per elaborare una portata, determinabile come l'*equazione 3.3*, maggiore ai trafiletti massimi indotti dell'intero circuito, forza la regolazione della valvola di massima. Questo sistema di autoregolazione non solo determina la quantità d'olio da immettere nei circuiti chiusi, ma regola anche la pressione del ramo di bassa pressione, mantenendola al valore di minimo corrispondente alla taratura della valvola di massima, cioè a 30 bar. La pompa di sovralimentazione, per introdurre olio nel circuito chiuso, preleva l'olio da elaborare direttamente dal serbatoio. Per limitare i fattori di contaminazione dovuti a impurità dell'olio, il sistema è dotato di un filtro, affiancato in *figura 3.8* alla valvola di massima da 30 bar. Il filtro è affiancato da una valvola unidirezionale che consente il bypass del flusso principale in condizioni di eccessivo intasamento del filtro, ovvero quando la resistenza generata dal filtro supera il valore imposto dalla molla della valvola. Lo stato del filtro è monitorato dal pressostato SP111.

¹ Trasporto di attrezzature di grandi dimensioni, come per esempio bulldozer e macchine industriali

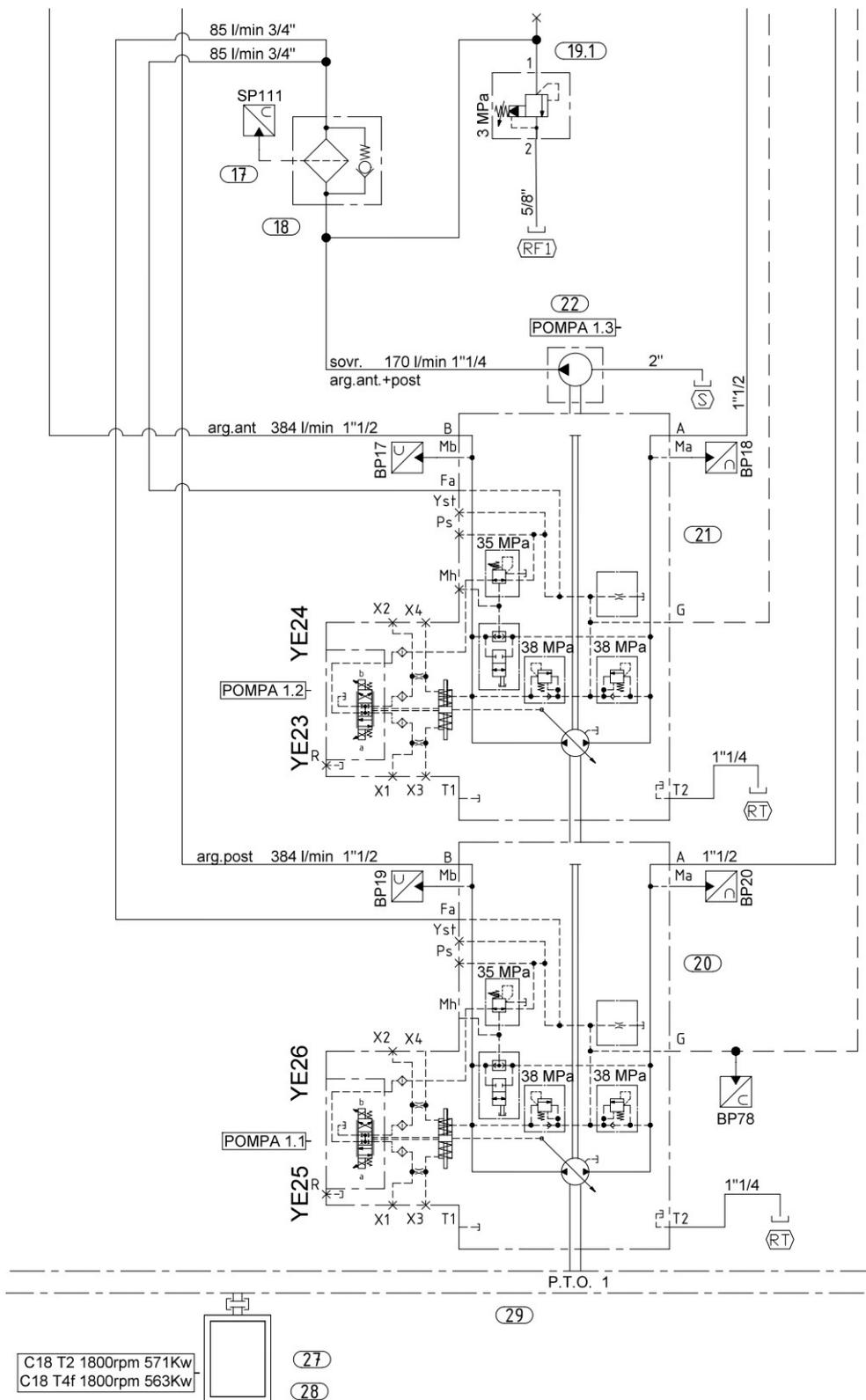


Figura 3.8: Gruppo di alimentazione circuito chiuso [10]

Gruppo di regolazione e controllo

Come noto, le soluzioni adottate nei circuiti di movimentazione degli argani risultano identiche. Pertanto, la descrizione del presente gruppo prenderà come riferimento il circuito dell'argano posteriore, considerando valide le medesime osservazioni anche per il circuito dell'argano anteriore.

La portata elaborata dalle pompe viene inviata al componente denominato “blocco switch”, identificabile dalla bollinatura numero 4.2, in *figura 3.10*.

L'ingresso della portata al blocco in oggetto varia in base alla manovra desiderata:

- Per una movimentazione in salita del modulo, la portata deve circolare in senso orario rispetto ai rami connessi alle pompe di *figura 3.8*, fluendo dal ramo di destra verso quello di sinistra;
- Per una movimentazione in discesa, il flusso avrà una direzione opposta.

A tal punto, regolando l'orientamento della cilindrata è possibile ottenere le specifiche secondo la seguente dinamica di circolazione dell'olio:

- **Salita:** la portata d'olio dalla pompa entra nel componente dal ramo B per ritornare alla pompa attraverso il ramo A;
- **Discesa:** la portata d'olio entra dal ramo A e ritorna alla pompa attraverso il ramo B.

Al suo interno, il blocco è composto da tre elementi logici a tre vie e da due valvole direzionali a quattro vie a due configurazioni, comandate elettricamente tramite bobine, responsabili della regolazione delle funzionalità degli elementi logici. L'operazione combinata di valvole ed elementi logici consente di direzionare o bloccare il flusso d'olio in ingresso e in uscita dalle porte A e B, che influisce sulla direzione del flusso in uscita dal blocco. Da entrambe le linee è prelevata una portata di olio, utilizzata come portata di pilotaggio, per essere inviata o alla camera più principale dell'elemento logico o a tappo.

La portata effettivamente inviata a queste possibili destinazioni sarà quella con pressione maggiore, grazie all'azione della valvola bistabile. Per l'elemento logico situato più vicino alle porte A e B, il confronto avverrà tra la pressione dei rami A e B.

Per gli altri due elementi logici, il primo confronto avviene anche esso tra i rami A e B, ma la pressione vincente viene poi confrontata con la pressione di pilotaggio in ingresso al componente dalla porta X, proveniente dal circuito aperto che verrà descritto successivamente. In questo modo, sia la direzione della portata principale che quella delle portate di pilotaggio varia in funzione dei segnali inviati alle bobine Y213 ed Y216 (nel caso del circuito dell'argano anteriore, rispettivamente Y214 e Y218). Questi aspetti saranno approfonditi nel paragrafo dedicato alla descrizione delle sequenze operative, dove verranno enfatizzati anche i percorsi dell'olio.

Tra il primo ed il secondo elemento logico si trovano due linee idrauliche, comunicanti attraverso le porte B3 ed A3, con una valvola direzionale a tre vie con tre configurazioni, di cui una disattivata. Questo componente rappresenta il circuito di lavaggio introdotto nella tecnologia Benna Mordente e particolarmente utile in Compattazione Dinamica. Tale circuito è essenziale per garantire un flusso continuo di portata dal serbatoio, grazie al contributo della pompa di sovralimentazione, per mantenere sotto controllo la temperatura nei cicli di lavoro che richiedono un uso continuativo e veloce del circuito chiuso.

Tuttavia, per la tecnologia Idrofresa, che non presenta operatività continuative e così gravose come quelle delle altre due tecnologie citate, il circuito di lavaggio viene predisposto in fase di progettazione, ma successivamente rimosso se l'operatività della macchina è limitata alla sola tecnologia Idrofresa. In tal caso, un contributo al controllo della temperatura è affidato alle inerzie termiche del sistema oleodinamico, che, grazie all'effetto combinato dei trafilamenti e dell'operatività meno gravosa, mantiene la temperatura dell'olio entro valori accettabili.

In prossimità dell'uscita, le linee idrauliche che escono dalle porte B1 e A1 sono intercettate da una coppia di linee idrauliche connesse alle porte B4 e A4. Il nodo formato tra le linee con suffisso B e quelle con suffisso A rappresenta la connessione tra circuito aperto e quello chiuso, le cui dinamiche di interazione saranno trattate nel paragrafo successivo.

Indipendentemente dalla tipologia di circuito in funzione, il ramo B1 è associato alla connessione con il ramo che consente la salita del modulo, mentre il ramo A1 è associato alla discesa. Coerentemente con quanto descritto nella sezione relativa alla direzione dell'olio in ingresso al blocco switch, le direzioni delle portate nelle linee di uscita variano in base alla movimentazione desiderata:

- **Salita:** la portata d'olio uscirà dal blocco attraverso il ramo B1 per ritornare al ramo A1;
- **Discesa:** la portata d'olio uscirà dal blocco attraverso il ramo A1 per ritornare al ramo B1.

A supporto della descrizione delle funzionalità del gruppo, concentrata prevalentemente sulle caratteristiche offerte dal blocco switch, la *figura 3.9* presenta una schematizzazione del blocco nei suoi due prospetti, anteriore e posteriore, evidenziando le porte che abilitano le diverse connessioni tra i vari gruppi.

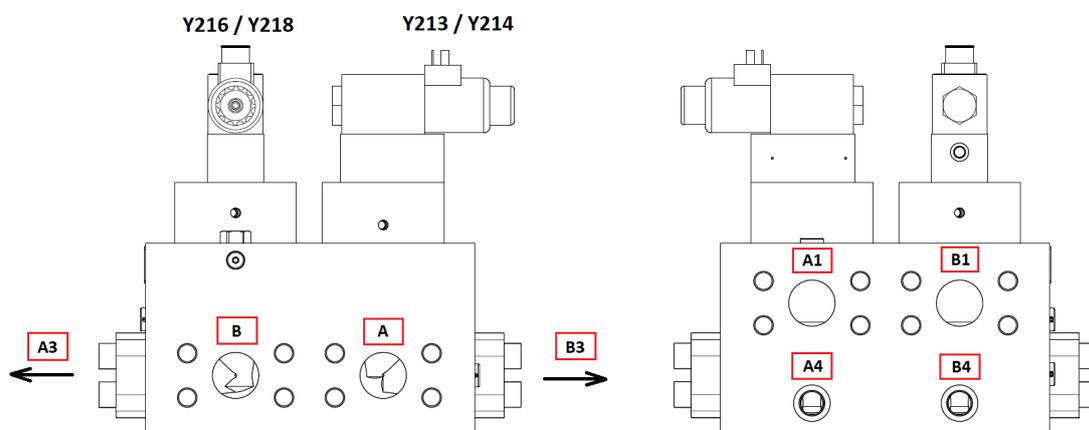


Figura 3.9: Blocco switch: prospetto anteriore (sn) e posteriore (dx) [10]

Oltre al blocco switch, che dirige la portata di olio, è presente un ulteriore componente dedicato al controllo della direzione del flusso. Nello specifico, si tratta della valvola direzionale a tre vie a due configurazioni con comando elettrico tramite bobina, identificata con la nomenclatura Y8 (o Y7 nel caso dell'organo anteriore), come mostrato in *figura 3.10*. Questo componente preleva una portata d'olio dalla linea di sovralimentazione, proveniente dalla pompa e uscente dalla porta G (vedi *figura 3.8*). Di conseguenza, l'olio in ingresso a questa valvola è caratterizzato da una pressione massima di 30 bar. La valvola consente di dirigere o interrompere la portata di olio verso il freno di stazionamento degli argani, essenziale per bloccare l'albero dell'organo azionato dal motore idraulico, coerentemente con la descrizione del cinematismo riportata in precedenza.

In configurazione di riposo, la portata non viene inviata alla porta 2 della valvola, che, trovandosi comunicante con la porta 1, è sottoposta a una pressione approssimativamente uguale a quella del serbatoio.

Invece, con l'attivazione del segnale alla bobina Y8 si stabilisce la comunicazione del freno di stazionamento e la portata prelevata dalla sovralimentazione, permettendo il controllo dell'azionamento del freno.

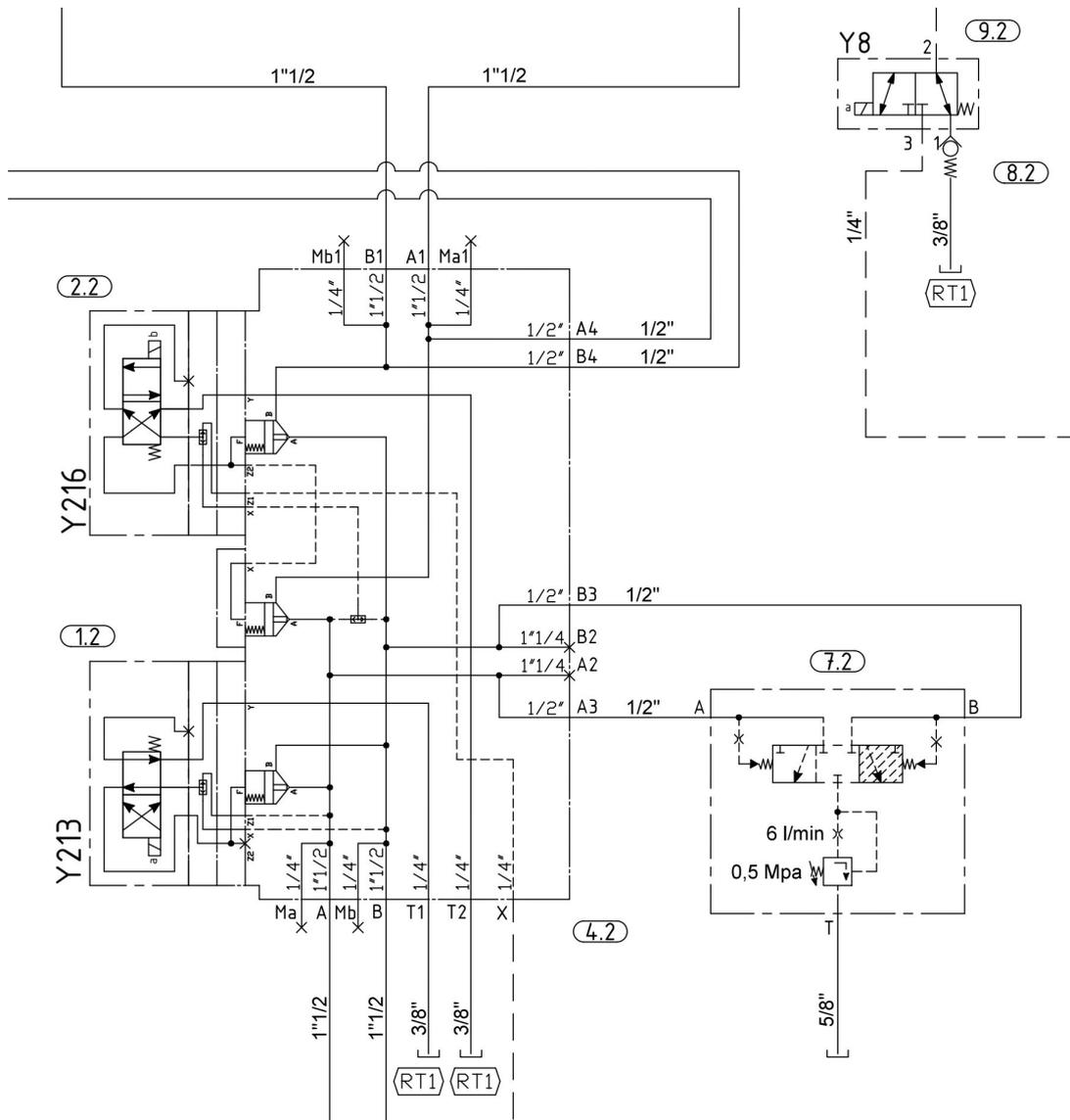


Figura 3.10: Gruppo di regolazione e controllo circuito chiuso [10]

Gruppo utenze

Infine, l'ultimo gruppo analizzato è quello dedicato alla conversione dell'energia idraulica dell'impianto oleodinamico in energia meccanica, necessaria per generare la rotazione degli argani.

La direzione della portata entrante e uscente, verso il ramo di salita o discesa del motore oleodinamico calettato all'albero dell'argano, è controllata dai segnali inviati alle bobine delle valvole nel blocco switch. Le modalità di funzionamento del sistema sono facilmente individuabili in *figura 3.11*, con le nomenclature “lifting” e “lowering” che rappresentano, rispettivamente, il ramo di salita e discesa.

Il motore adottato è un motore a cilindrata variabile, caratterizzato da un gruppo rotante a pistoni assiali a corpo inclinato (o bent axis). Sebbene questo tipo di motore sia dotato di sistemi per la regolazione della cilindrata, nel caso della tecnologia Idrofresa, tali sistemi non vengono utilizzati. Ciò è giustificato dalla necessità di limitare la velocità di movimentazione del modulo, portando il motore ad essere configurato sempre a cilindrata massima. Questa configurazione riduce la velocità di rotazione dell'albero, in linea con quanto descritto nell'*equazione 3.3*, secondo cui la velocità di rotazione e cilindrata sono inversamente proporzionali.

Il gruppo illustrato in *figura 3.11* espone anche il sistema di bloccaggio degli argani, comandato dal segnale Y8. Quando il segnale è attivato, consente di disinserire il blocco dell'argano mediante la portata d'olio a 30 bar, rimuovendo il freno. Questo sistema garantisce sicurezza operativa: in caso di malfunzionamento o assenza del segnale, il freno rimane automaticamente inserito, prevenendo movimenti indesiderati. Il motore, in funzione al senso di circolazione dell'olio, permette:

- Una **salita** del modulo, se la circolazione avviene in senso **orario**;
- Una **discesa** del modulo, se la circolazione avviene in senso **antiorario**.

Questa rotazione viene trasmessa agli argani grazie al calettamento condiviso con lo stesso albero.

In *figura 3.11*, inoltre, sono mostrati i collegamenti idraulici tra la frizione ed il sistema oleodinamico. Questi collegamenti sono connessi al serbatoio tramite un collettore, il quale unisce le connessioni dell'argano posteriore a quelle dell'argano anteriore. Questa configurazione garantisce una pressione compatibile con una rotazione solidale e controllata tra l'albero e il corpo centrale degli argani, coerentemente con quanto descritto nella sezione degli argani.

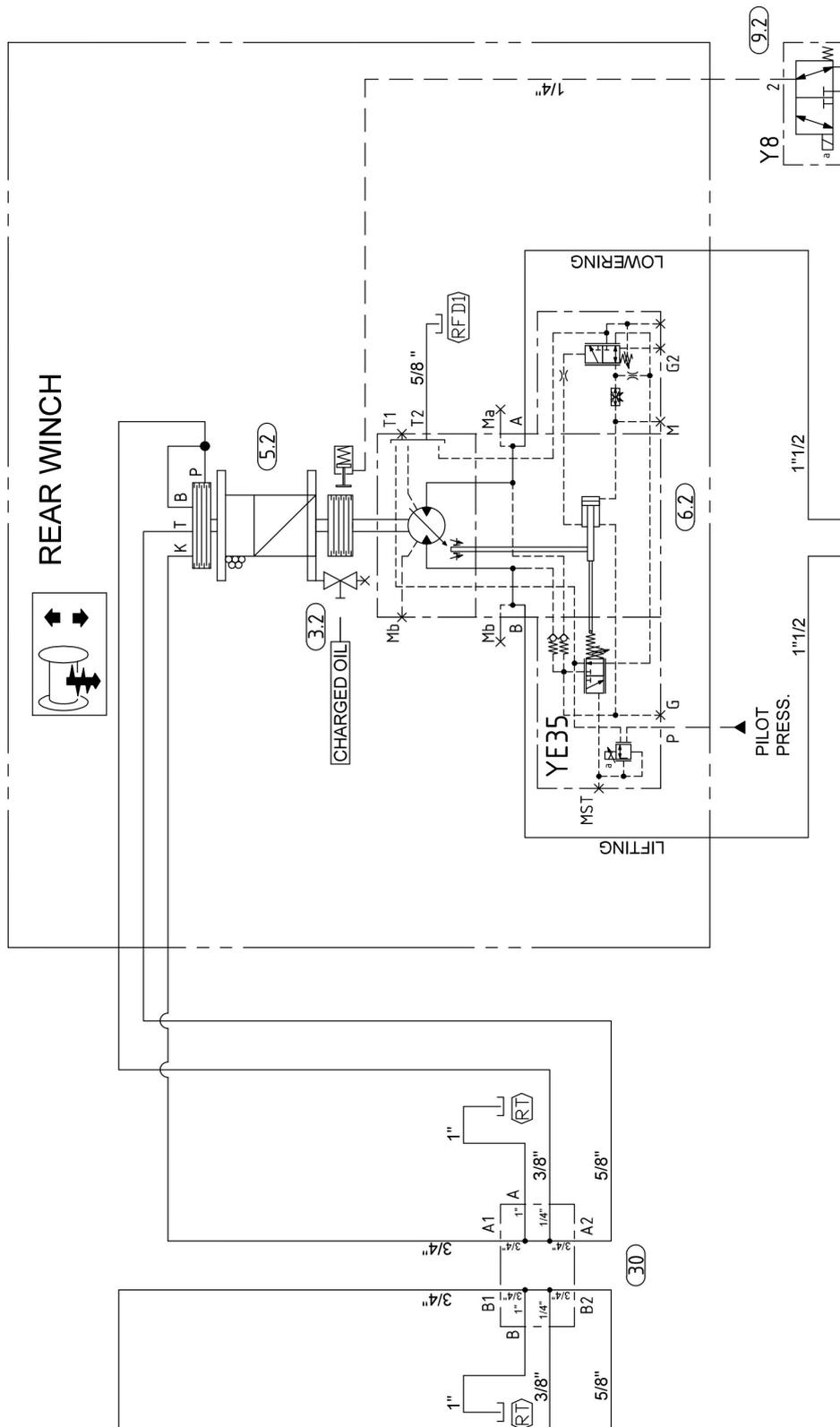


Figura 3.11: Gruppo utenze [10]

3.2.2 Circuito Aperto

Questo circuito è progettato specificamente per la tecnologia Idrofresa durante la fase operativa di lavoro, che combina il galleggiamento e la rotazione dei tamburi fresanti. Questo circuito è quindi dimensionato appositamente per rispondere alle esigenze prestazionali di questa fase.

Un circuito di tipo aperto permette una continua circolazione dell'olio dal serbatoio ai componenti del circuito, per poi ritornare a serbatoio una volta scambiata l'energia idraulica in meccanica. Questa configurazione implica un breve transitorio per raggiungere il regime operativo previsto, in parte mitigato sfruttando la forza di gravità come energia ausiliaria per la discesa del modulo. In questa fase, la presenza del bagno bentonitico riduce la caduta libera, limitando ulteriormente le portate richieste rispetto a quelle necessarie per un circuito chiuso.

Un circuito aperto presenta alcune caratteristiche distintive:

- Minore sensibilità nel controllo delle temperature dell'olio, richiedendo un controllo meno attento rispetto ai circuiti chiusi grazie alla circolazione continua dell'olio a serbatoio;
- Ridotta complessità in termini di componenti, ma con una minore efficienza complessiva rispetto ai benefici normalmente associati a o sistemi oleodinamici di tipo chiuso.

Gruppo di alimentazione

L'alimentazione meccanica è prelevata da un albero dedicato, distinto da quello descritto in precedenza, tramite la presa di forza numero 2. Con riferimento alla *figura 3.12*, si evidenziano i componenti responsabili della movimentazione dell'olio dal serbatoio al circuito oleodinamico, posizionati all'estremità della serie di pompe calettate sul medesimo albero, identificate con il nome "Pompa 2.4".

Questo componente, pur essendo unico, è costituito da due pompe. Grazie alla tecnologia ad ingranaggi esterni, è possibile modulare il sistema con più stadi, sfruttando scanalature specifiche negli alberi delle pompe. Le pompe adottate condividono le seguenti caratteristiche: cilindrata fissa; tecnologia ad ingranaggi, che garantisce un'elaborazione della portata al minimo accenno di rotazione dell'albero calettato. Come osservabile da *figura 3.12*, le due pompe alimentano linee idrauliche con portate diverse, suggerendo cilindrature differenti per ciascuna pompa.

Seguendo la linea idraulica di galleggiamento, presenta l'unica caratteristica di essere regolata da una valvola di massima pressione che limita il valore del ramo a 30 bar.

Seguendo invece la linea idraulica di contropressione di galleggiamento, si incontra prima la relativa valvola di massima, impostata al valore compreso tra 150 bar o 190 bar, a seconda del peso del modulo, disponibile in diverse taglie.

Posto subito a valle alla valvola di massima, è presente un regolatore di portata a tre vie compensato, che regola la portata in base all'area di passaggio della strozzatura. Questa regolazione è fissata tramite volantino regolatore, con una taratura che corrisponde a meno di due giri completi.

Il regolatore di portata mantiene costante la pressione differenziale tra i rami di pilotaggio P (pressione a monte della strozzatura) ed R (pressione a valle della strozzatura più contributo del valore di pressione da pretensionamento della molla), indipendentemente dalle variazioni a valle del circuito. L'azione combinata tra strozzatura e compensatore permette di regolare continuamente la portata della linea di contropressione, immettendo la portata che riesce a passare nella sezione di passaggio fissata, e smaltendo tramite compensatore quella in eccesso, attraverso un'apertura regolata, dal momento che il compensatore è in configurazione normalmente chiusa.

Infine, per una protezione del circuito da possibili fattori di contaminazione prelevati dal serbatoio, è previsto un filtro con bypass, con stesso funzionamento previsto come quello visto per il circuito chiuso. La scelta di posizionare il filtro unicamente nella linea di contropressione e non in quella di galleggiamento trova giustificazione nel momento della fase operativa di lavoro, in quanto rappresenta un elemento di protezione della valvola direzionale a quattro vie regolata da YE48.

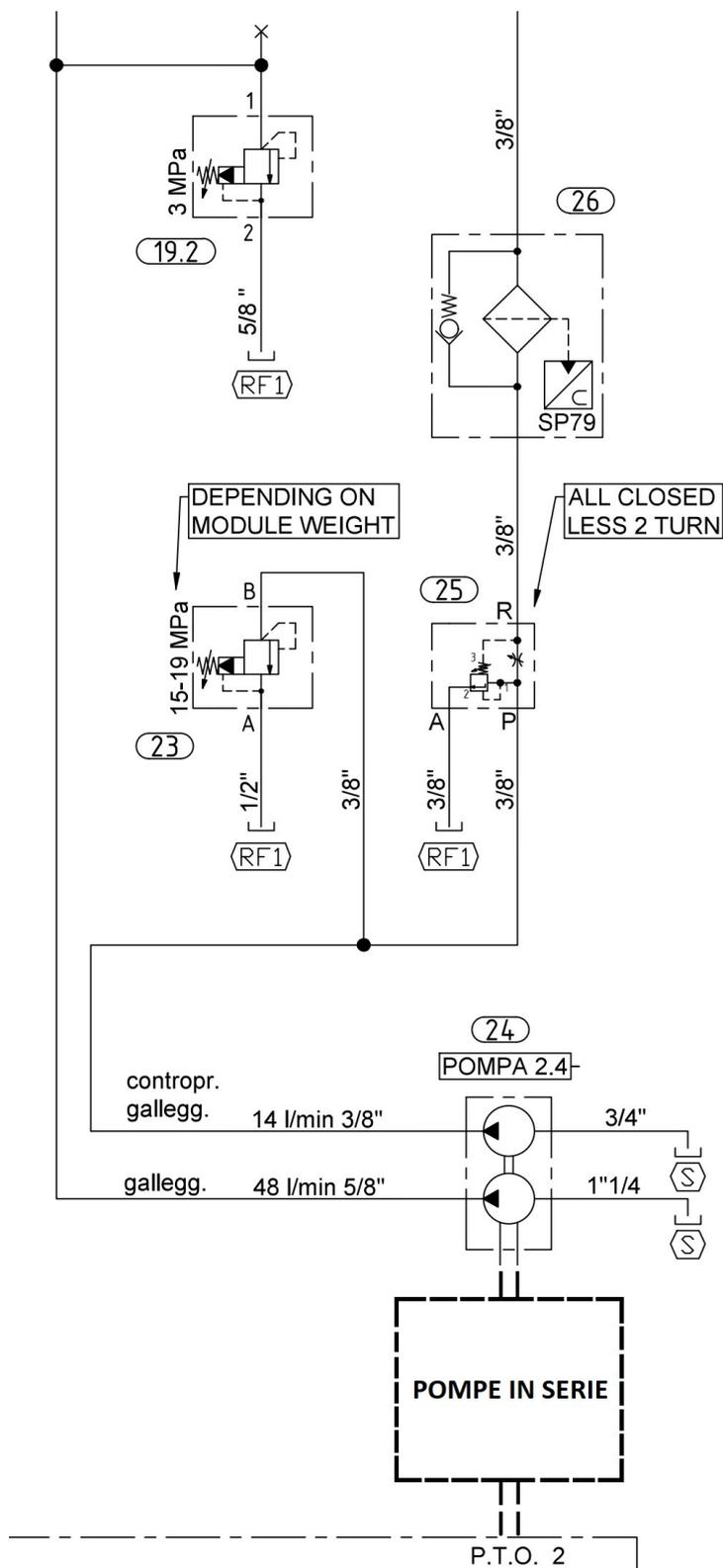


Figura 3.12: Gruppo alimentazione circuito aperto [10]

Gruppo di regolazione e controllo

Come mostrato in *figura 3.13*, la portata proveniente dal ramo di galleggiamento accede al gruppo sempre attraverso la porta A della valvola direzionale a sette vie (di cui una di drenaggio) a due configurazioni controllate elettricamente tramite la bobina Y196. Allo stesso tempo, la portata di contropressione entra nella stessa valvola attraverso la porta B. Questa valvola, in base al segnale inviato alla bobina, può:

- **Scaricare l'olio a serbatoio**, attraverso le linee C e D, drenando anche le linee E ed F tramite drenaggio interno;
- **Dirigere l'olio verso gli altri elementi di controllo**, attraverso le linee E ed F

Se il segnale è inviato alla bobina Y196, la valvola collega le linee di galleggiamento e contropressione con un'altra valvola direzionale posta a valle, identica per caratteristiche, ma controllata da un segnale elettrico distinto tramite la bobina Y197. Quindi, la movimentazione coordinata delle due valvole richiede l'attivazione di due segnali separati. Le possibili configurazioni di flusso in uscita dalla valvola comandata dal segnale Y196 sono descritte come segue:

- **Porta E**: la linea di galleggiamento entra direttamente alla porta A della valvola comandata dal segnale Y197, previa captazione dell'olio che viene inviato alla valvola bistabile;
- **Porta F**: la linea di contropressione passa prima per una valvola unidirezionale, che eviterà la creazione di un ricircolo indesiderato nella fase di galleggiamento della macchina. Successivamente, l'olio può essere diretto verso due percorsi:
 - ◇ Ingresso alla valvola elettro-proporzionale a quattro vie e a due configurazioni comandata elettricamente dal segnale YE48;
 - ◇ Ingresso alla porta B della valvola comandata da Y197.

Indipendentemente dalla direzione del flusso, una parte della portata viene captata e utilizzata per il pilotaggio, inviandola alla valvola bistabile per confrontarla con la pressione del ramo di galleggiamento. La pressione che risulterà maggiore sarà direzionata verso il blocco switch attraverso la porta X, come precedentemente illustrato in *figura 3.10*.

Da sottolineare che le possibili direzioni dalla porta F, sono chiarite nella descrizione delle sequenze di galleggiamento. Inoltre, grazie alla presenza della YE48, che consente un controllo proporzionale, qualifica il sistema come circuito aperto.

All'interno della comandata da Y197, le portate possono essere direzionate verso:

- I rami C e D, che rispettivamente direzionano le portate d'olio alle valvole direzionali a due vie a due configurazioni, controllate dai segnali inviate alle bobine Y231 e Y215;
- I rami E ed F, messi rispettivamente in comunicazione con le valvole Y232 e Y217, eccitando la bobina Y197, con caratteristiche identiche alle precedenti.

Le portate d'olio di questi percorsi vengono captate dai pilotaggi per monitorare le pressioni presenti nelle linee idrauliche. Queste informazioni vengono trasmesse ai pressostati BP39 e BP40, elementi fondamentali per garantire il controllo delle pressioni durante le fasi di galleggiamento, che prevedono una sequenza di controllo della pressurizzazione della linea.

L'alternanza tra le due linee di galleggiamento e di contropressione con le coppie di valvole a due vie descritte è necessaria per il funzionamento degli argani, che operano in modo alternato tra il posteriore e l'anteriore. Questo comportamento è ottenuto nel seguente modo:

- **Argano Posteriore:** eccitando Y215 ed Y231, rispettivamente, valvola direzionale nella linea di contropressione e di galleggiamento, il circuito aperto si collega all'argano posteriore. Questo avviene attraverso il nodo all'interno del blocco switch entrando nei rispettivi ingressi B4 e A4, illustrato in *figura 3.10*;
- **Argano Anteriore:** eccitando Y217 ed Y232, rispettivamente, valvola direzionale linea di contropressione e di galleggiamento, il circuito aperto si collega all'argano anteriore, sempre grazie al nodo creato dentro il rispettivo blocco switch e i medesimi ingressi.

Le valvole comandate da queste bobine presentano due configurazioni operative:

- **Bobina eccitata:** consente la circolazione indisturbata della portata;
- **Configurazione di riposo:** assicura una tenuta ermetica dell'olio in entrambe le direzioni.

Questa configurazione è necessaria perché, nel funzionamento alternato tra circuito chiuso e circuito aperto, solo uno dei due deve essere in comunicazione con il motore idraulico, mentre l'altro rimane isolato. Il nodo presente nel blocco switch causerebbe situazioni di comunicazione indesiderata tra i due circuiti. Motivo che porta sia a gestire efficientemente le aperture e chiusure delle varie valvole presenti in modo preventivo, ma necessariamente di adottare soluzioni conservative come una tenuta ermetica delle quattro valvole. Queste soluzioni garantiscono la separazione dei circuiti in modo sicuro, riducendo al minimo i rischi di interferenze.

Il **gruppo utenze** del circuito aperto è lo stesso di quello già descritto nella sezione del circuito chiuso. Tuttavia, vi è una particolarità nella gestione della portata in ingresso delle due linee idrauliche:

- La linea di **contropressione** invia l'olio alla linea di **sollevamento** dell'unità fresante;
- La linea di **galleggiamento** invia l'olio alla linea di **discesa** dell'unità fresante;

Questa configurazione può sembrare contraria ai principi di funzionamento di un motore idraulico poiché vi sono due portate in ingresso e nessuna in uscita, negando così una normale circolazione d'olio. Tuttavia, grazie alla presenza della valvola comandata dal segnale continuo e modulato YE48, l'olio può circolare:

- In **senso antiorario**, consentendo la discesa controllata del modulo, coerente con la fase operativa in galleggiamento;
- In **senso orario**, consentendo la salita del modulo che non dovrebbe essere prevista come fase operativa ma sarà necessaria per la taratura del volantino regolatore.

Questi aspetti sono chiariti nel dettaglio nella descrizione della fase operativa di galleggiamento.

Infine, in *figura 3.14* è esposto l'intero sistema di movimentazione, comprensivo di tutti e 3 i circuiti con le rispettive connessioni.

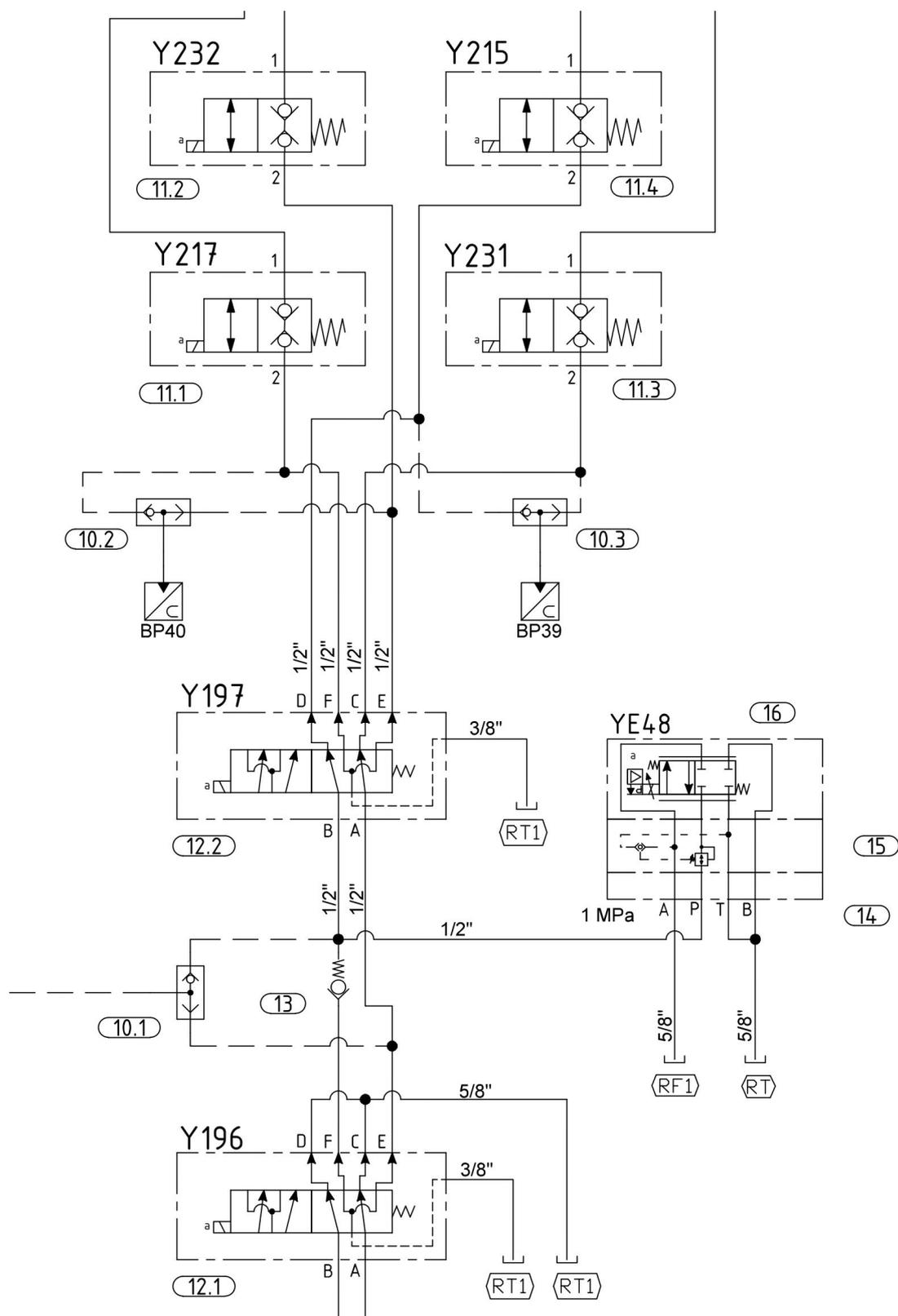


Figura 3.13: Gruppo di regolazione e controllo circuito aperto [10]

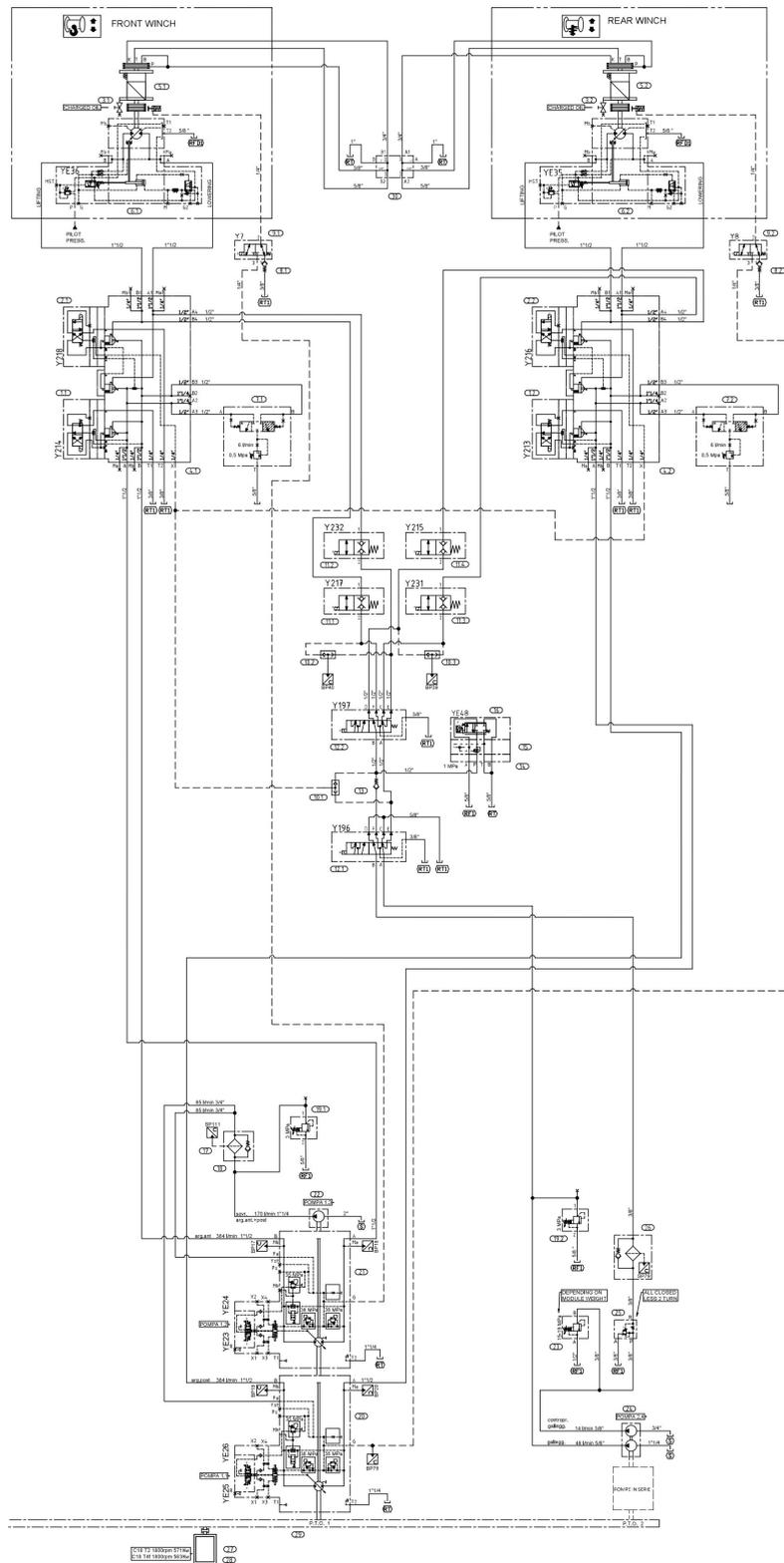


Figura 3.14: Sistema oleodinamico di movimentazione argani completo [10]

3.3 Analisi delle Sequenze Operative

Le sequenze rappresentano la concezione funzionale prevista della macchina, idealizzata durante la fase di progettazione. Esse definiscono come il sistema oleodinamico, tramite il funzionamento specifico di componenti elettrici, oleodinamici e meccanici, interagisca con il sistema cinematico azionato dagli argani per realizzare una specifica movimentazione dell'unità fresante.

Il sistema di comunicazione tra il centro di elaborazione e i componenti che monitorano lo stato del sistema, così come la trasmissione degli output, avviene tramite segnali elettrici. Pertanto, tutti i componenti incaricati di trasmettere informazioni sullo stato del sistema, alcuni già esposti nel circuito oleodinamico, come ad esempio i pressostati, e altri presenti nella struttura della macchina come fincorsa, celle di carico o altre tipologie di trasduttori, devono necessariamente convertire il segnale fisico, ad esempio pressione o spostamento, in un segnale elettrico. La scelta che rafforza l'utilizzo di un "linguaggio" elettrico è giustificata anche dalla presenza, nel circuito oleodinamico, di valvole controllate elettricamente. Questo approccio consente un controllo più sicuro e meno suscettibile ai disturbi rispetto ai segnali fisici, come quelli oleodinamici, che potrebbero essere influenzati da fenomeni fisici instaurati durante l'operatività della macchina.

L'esempio delle valvole a controllo elettrico evidenzia come le sequenze operative rappresentino un elemento di caratterizzazione del sistema oleodinamico, in linea con quanto esposto in precedenza. Attraverso la descrizione delle sequenze, si giustificano indirettamente le scelte progettuali dei vari componenti oleodinamici.

Come noto, le possibili movimentazioni degli argani alternano l'uso del circuito chiuso e di quello aperto. In questo paragrafo, le sequenze operative sono descritte principalmente per fornire una chiave di lettura sul funzionamento del sistema oleodinamico durante la lavorazione in galleggiamento dell'unità fresante, che richiede l'intervento del circuito aperto. Tale configurazione, implica fasi intermedie per predisporre le condizioni operative necessarie per garantire sicurezza ed affidabilità durante il passaggio da circuito chiuso a quello aperto. Al contrario, il circuito chiuso, impiegato per manovre più standard, non necessita di particolari approfondimenti nella descrizione.

Nella implementazione concettuale delle sequenze operative in galleggiamento, sono previste anche situazioni in cui la macchina non esegue la fase utile di scavo del diaframma. Ad esempio, possono verificarsi sospensioni temporanee del galleggiamento per consentire la movimentazione in circuito chiuso e la ripresa in circuito aperto, rese necessarie da condizioni specifiche del cantiere durante il processo di lavorazione. Tuttavia, queste manovre, finalizzate a migliorare l'adattabilità del macchinario, non rientrano nell'ambito del presente elaborato.

Saranno invece trattate le sequenze di movimentazione degli argani previste nel normale funzionamento della macchina, che costituiscono la maggior parte delle operazioni rispetto alle manovre meno comuni precedentemente citate.

Da precisare che l'analisi e la descrizione delle sequenze operative si concentreranno sul funzionamento di un singolo argano. Questo approccio è giustificato dalla proprietà, già esposta nel *paragrafo 3.2*, secondo cui il sistema di movimentazione progettato è identico per entrambi gli argani e deve garantire prestazioni equivalenti, indipendentemente dalla profondità operativa dell'unità fresante. Pertanto, l'analisi di un solo sistema di movimentazione è sufficiente per estendere le stesse considerazioni anche all'altro. Tuttavia, per ridurre la complessità della trattazione, non verranno descritti in parallelo gli input relativi ai componenti del circuito oleodinamico associato all'altro argano.

La descrizione delle sequenze operative, nella struttura aziendale, è integrata con diverse documentazioni tecniche, che spaziano dal cablaggio elettrico alla documentazione ufficiale relativa alla concezione delle manovre previste. Questo elaborato, oltre ad analizzare la struttura del sistema di movimentazione, propone una nuova modalità di descrizione delle sequenze operative, mirata a facilitare l'interpretazione nei diversi ambiti dell'ingegneria interna aziendale. La nuova struttura di descrizione si basa su un approccio proposizionale, le cui relazioni sono definite attraverso operatori logici dell'algebra booleana. Questo metodo consente di includere informazioni utili riguardanti i segnali di diversi componenti presenti nella macchina, mantenendo al contempo un formato sintetico focalizzato sui segnali specifici elaborati dal sistema di controllo. La struttura proposta si articola nel seguente modo:

NUMERO DI SEQUENZA

Breve descrizione del risultato atteso, ottenuto tramite la combinazione degli stati, ed eventuali dettagli aggiuntivi.

IF

Condizione iniziale necessaria per soddisfare le logiche combinatorie in input. Questa proposizione rappresenta il concetto di logica sequenziale.

Struttura:

Nome della sequenza (nome componente) - stato della sequenza (stato sintetizzato)

AND/OR

Condizioni del sistema da soddisfare nell'istante considerato, concatenate tramite operazioni logiche AND/OR. Queste proposizioni rappresentano il concetto di logica combinatoria.

Struttura:

Input componente (nome componente) – descrizione dello stato del componente per soddisfare la sequenza (stato sintetizzato)

...

=

Risposta del sistema

Espressione logica con algebra booleana

OUTPUT

Segnali elettrici inviati ai componenti per produrre la risposta del sistema. Da sottolineare che, se non vengono specificati segnali per alcuni componenti presenti nel circuito oleodinamico, si presuppone che tali componenti rimangano nella configurazione precedentemente attivata o nello stato di riposo.

Struttura:

Segnale di output – componente soggetto all'output: descrizione effetti nel sistema

...

LIMITI NELL'ESECUZIONE DELLA SEQUENZA

Segnali elettrici inviati dai componenti di controllo che limitano l'esecuzione della sequenza presa in esame.

Struttura:

Segnale di input – componente che invia l'input al sistema di controllo: giustificazione della limitazione

FUNZIONAMENTO CIRCUITO OLEODINAMICO

Descrizione dettagliata, integrata con immagini del circuito oleodinamico, per illustrare come gli output inviati influenzano il sistema oleodinamico.

Da sottolineare che i segnali di output e quelli limitanti nell'esecuzione della sequenza riportati, sono selezionati in base alla loro rilevanza per la descrizione del sistema oleodinamico e per la comprensione degli aspetti più significativi della macchina. Per evitare di appesantire la descrizione delle sequenze e il presente elaborato, saranno considerati esclusivamente questi segnali essenziali. Tuttavia, è necessario tenere presente che rappresentano solo una parte della totalità dei segnali effettivamente coinvolti nella sequenza di riferimento.

3.3.1 Sequenze in Circuito Chiuso

La numerazione delle sequenze segue quella definita nella documentazione ufficiale interna aziendale. Per facilitare la comprensione delle dinamiche dell'olio all'interno del circuito oleodinamico durante la descrizione, si utilizza la seguente legenda per le figure:

- **Rosso:** Linee di alta pressione (pressione dipendente dall'entità di carico);
- **Blu:** Linee di bassa pressione (teoricamente 30 bar, salvo fluttuazioni);
- **Verde:** Linee alla pressione di sovralimentazione (limitate a 30 bar);
- **Azzurro:** Linee alla pressione di serbatoio (0 bar relativa);
- **Frecce:** Direzione del flusso;
- **Segmenti:** Linee senza circolazione d'olio, riempite da fluido alla pressione corrispondente alla tonalità indicata.

S20.310 - Abilitazione Argano Posteriore

Sequenza per alternare l'abilitazione degli argani. Se viene attivato l'argano posteriore, nel frattempo, che si sta utilizzando quello anteriore, quest'ultimo viene automaticamente disabilitato.

IF

Abilitazione comandi da postazione cabina (S11.301) – soddisfatta (TRUE);

AND

Selettore selezione argano di lavoro in Idrofresa (SA78) – in posizione di selezione argano posteriore (POS. 0);

=

Abilitazione Argano Posteriore

$$S11.301(TRUE) \cdot SA78(POS.0) = S20.310(TRUE)$$

In *figura 3.15* è rappresentato un estratto dei comandi presenti in cabina ed evidenziata la posizione del selettore SA78. Da precisare che questo selettore ha disponibili solo 2 posizioni: una per la selezione dell'argano posteriore, con posizione 0, l'altra per la selezione dell'argano anteriore, con posizione 1.

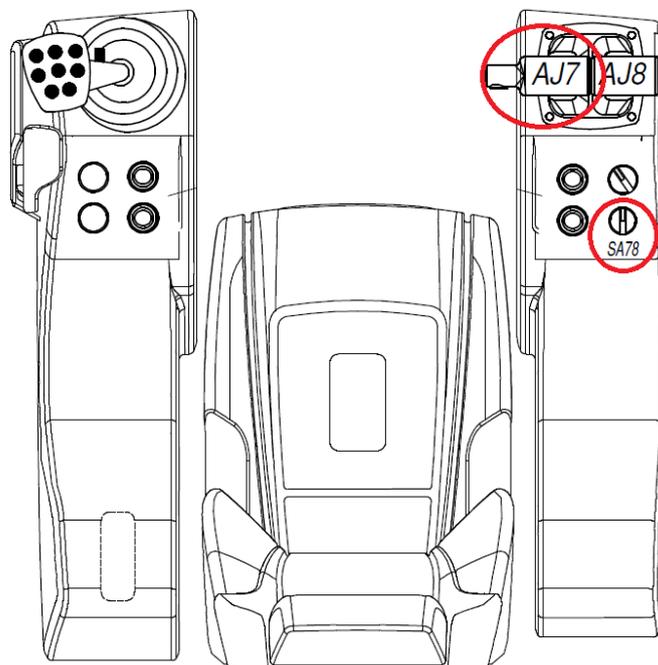


Figura 3.15: Posizione comandi in cabina [10]

S20.301 - Argano Posteriore Salita Lenta

Sequenza per ottenere una salita lenta del modulo fresante. Implica mantenere la cilindrata del motore idraulico al massimo e modulare quella massima della pompa. Queste scelte sono coerenti con la limitazione dell'inerzia del modulo in cui, limitando la portata si limita proporzionalmente la velocità angolare del motore idraulico, in linea con l'equazione 3.3.

IF

Abilitazione argano posteriore (*S20.310*) – soddisfatta (*TRUE*);

AND

Trasduttore di pressione salita argano posteriore (*BP19*) – rilevazione di una pressione maggiore rispetto a un valore soglia che può essere o la pressione precedentemente registrata nella precedente movimentazione o, nel caso del primo avviamento, a un valore ben stabilito; in entrambi i casi il valore di soglia non supera i 50 bar (> *P. SOGLIA*);

AND

Joystick anteriore destro doppio, sinistro (*AJ7*) – inclinato verso l'indietro (*INDIETRO*);

=

Salita Argano Posteriore

S20.310(TRUE) · BP19(> P.SOGLIA) · AJ7(INDIETRO) = S20.301(TRUE)

OUTPUT

YE25 ON – Elettrovalvola proporzionale salita argano posteriore: Abilitazione regolazione cilindrata della pompa, direzionata nel ramo di salita, tramite valvola. Il segnale trasmesso è proporzionale all'inclinazione del Joystick *AJ7*, evidenziato in *figura 3.15*. Sebbene il Joystick non presenti limiti fisici nell'inclinazione, la cilindrata della pompa viene limitata a un valore che consenta di ottenere una velocità massima del modulo pari al 60% della velocità massima teorica (la quale corrisponde a 14,8 m/min) raggiungibile con questo circuito, tramite implementazione software con il fattore di riduzione al 60%. Se il sistema rileva un'inclinazione corrispondente a una cilindrata maggiore di questo limite, il segnale trasmesso alla valvola viene automaticamente saturato al valore in corrente corrispondente per ottenere la velocità limite.

Y8 ON – Elettrovalvola sfreno argano posteriore: Disinserimento freno di stazionamento.

LIMITI NELL'ESECUZIONE DELLA SEQUENZA

SF26 ON – Finecorsa salita argano posteriore: Attivato al raggiungimento dell'avvolgimento massimo del tratto di fune dell'argano posteriore;

Galleggiamento ON – La movimentazione dell'argano in galleggiamento non è consentita senza il rispetto delle sequenze di blocco temporaneo previste con galleggiamento già attivo.

FUNZIONAMENTO CIRCUITO OLEODINAMICO

Con l'input YE25, si abilita la regolazione della cilindrata della pompa in modo proporzionale all'inclinazione del Joystick AJ7. La valvola consente la circolazione dell'olio in senso orario, direzionando la cilindrata della pompa verso il ramo di salita, in linea con quanto descritto nel *sottoparagrafo 3.2.1* relativo al gruppo di controllo e regolazione.

In parallelo, l'olio prelevato dal serbatoio grazie alla pompa di sovralimentazione compensa le fughe o i trafiletti del circuito attraverso il ramo di bassa pressione, corrispondente alla linea di discesa. Inoltre, alimenta il pilotaggio della valvola regolata dal segnale Y8 che fornisce la portata necessaria per disinserire il freno di stazionamento. La situazione descritta è illustrata in *figura 3.16*.

L'olio in uscita dal gruppo di alimentazione segue un percorso specifico all'interno del blocco switch: entra dalla porta B ed esce dalla porta A. In assenza di segnali di output relativi alle valvole direzionali, queste restano in configurazione di riposo, determinando il flusso dell'olio principale come indicato dalle frecce di *figura 3.18*.

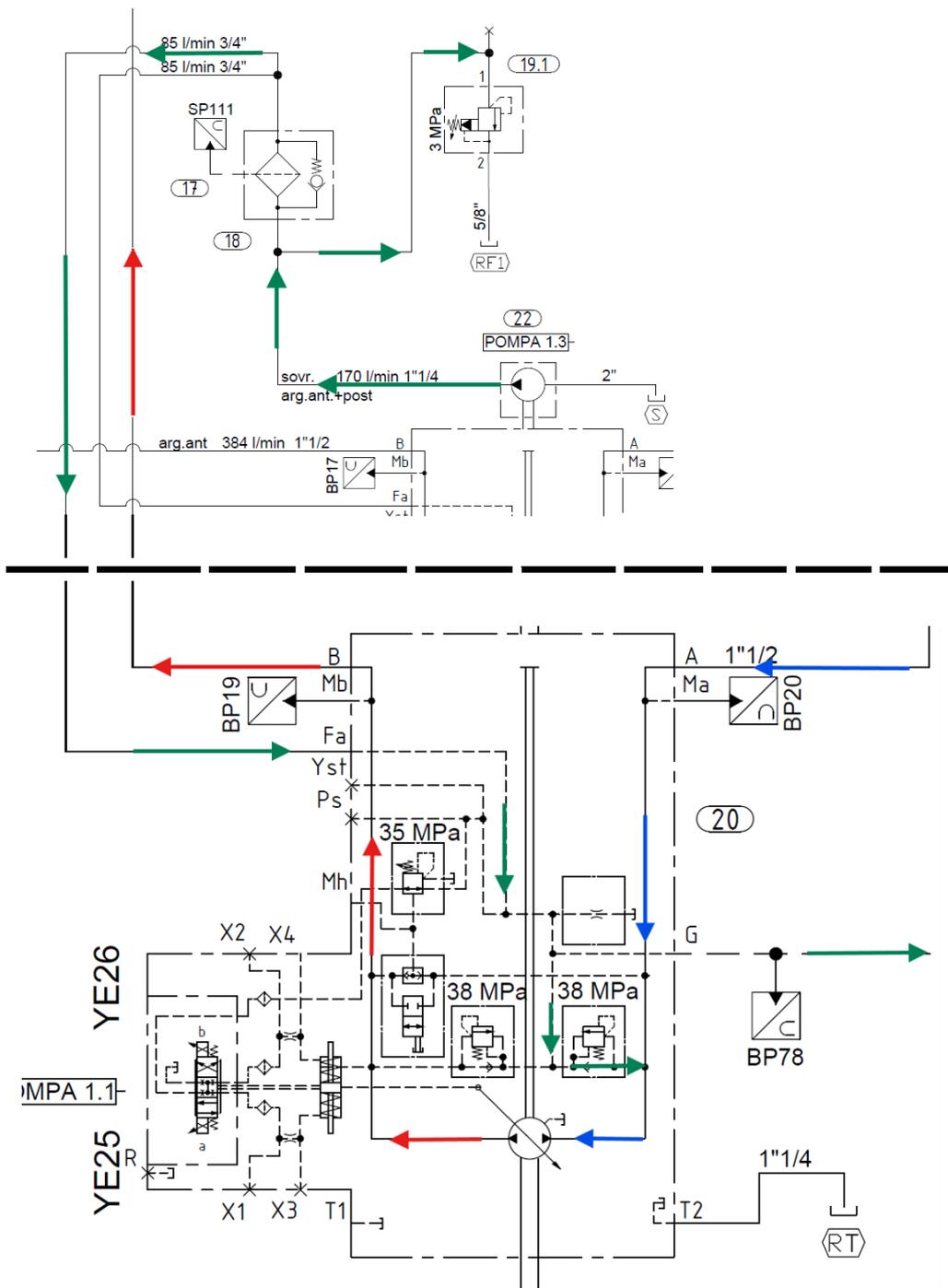


Figura 3.16: Circolazione olio gruppo alimentazione nella sequenza: salita lenta argano posteriore

Le condizioni del flusso sono regolate dalla configurazione di riposo delle valvole direzionali che determinano le seguenti condizioni degli elementi logici:

- **Elemento logico** regolato da valvola direzionale tramite segnale **Y213**: La camera principale, di dimensioni maggiori, è esposta alla pressione di pilotaggio della linea di alta pressione. La forza generata dalla pressione del ramo di alta agente sulla superficie di dimensioni maggiori, combinata con la forza di pretensionamento della molla, contrasta la forza opposta agente sulla superficie di dimensioni minori. Questo limita il passaggio dell'olio dal ramo dell'elemento logico B a quello di A, alla pressione di alta pressione;
- **Elementi logici** regolati da valvole direzionali tramite segnale **Y216**: La camera principale è in comunicazione con la pressione di serbatoio. Pertanto, qualsiasi pressione di alta o bassa pressione che agisce sulla camera opposta è sufficiente a vincere la pressione nella camera principale, consentendo il passaggio dell'olio.

Nel dettaglio, l'elemento logico posto in mezzeria del blocco permette il passaggio della portata di bassa pressione dal ramo B al ramo A dell'elemento logico. Mentre, l'elemento logico posto in vicinanza delle porte B1 e A1 del blocco, permette il passaggio della portata di alta pressione dal ramo A al ramo B dell'elemento logico.

La *figura 3.17* fornisce una rappresentazione schematica degli elementi logici con la relativa nomenclatura delle linee per agevolare l'individuazione.

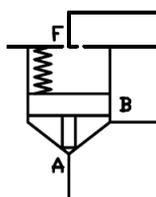


Figura 3.17: Struttura schematizzata dell'elemento logico [10]

La portata d'olio, così canalizzata all'interno del blocco switch, esce dalla porta B1 per rientrare nella porta A1, creando una circolazione oraria. Questo percorso dell'olio permette il passaggio dal ramo di salita al ramo di discesa del motore oleodinamico, generando la rotazione dell'argano e l'avvolgimento della fune per la salita dell'unità fresante. Da sottolineare che non si crea una circolazione nei rami connessi al circuito aperto, nel dettaglio nelle porte B4 e A4, poiché i segnali alle bobine Y215 e Y231 non vengono emessi. Tuttavia, queste linee vengono comunque riempite alla pressione di alta e bassa. In parallelo, la portata d'olio dalla pompa di sovralimentazione è direzionata alla valvola regolata dal segnale Y8, che direziona il flusso verso il freno di stazionamento, disinserendolo.

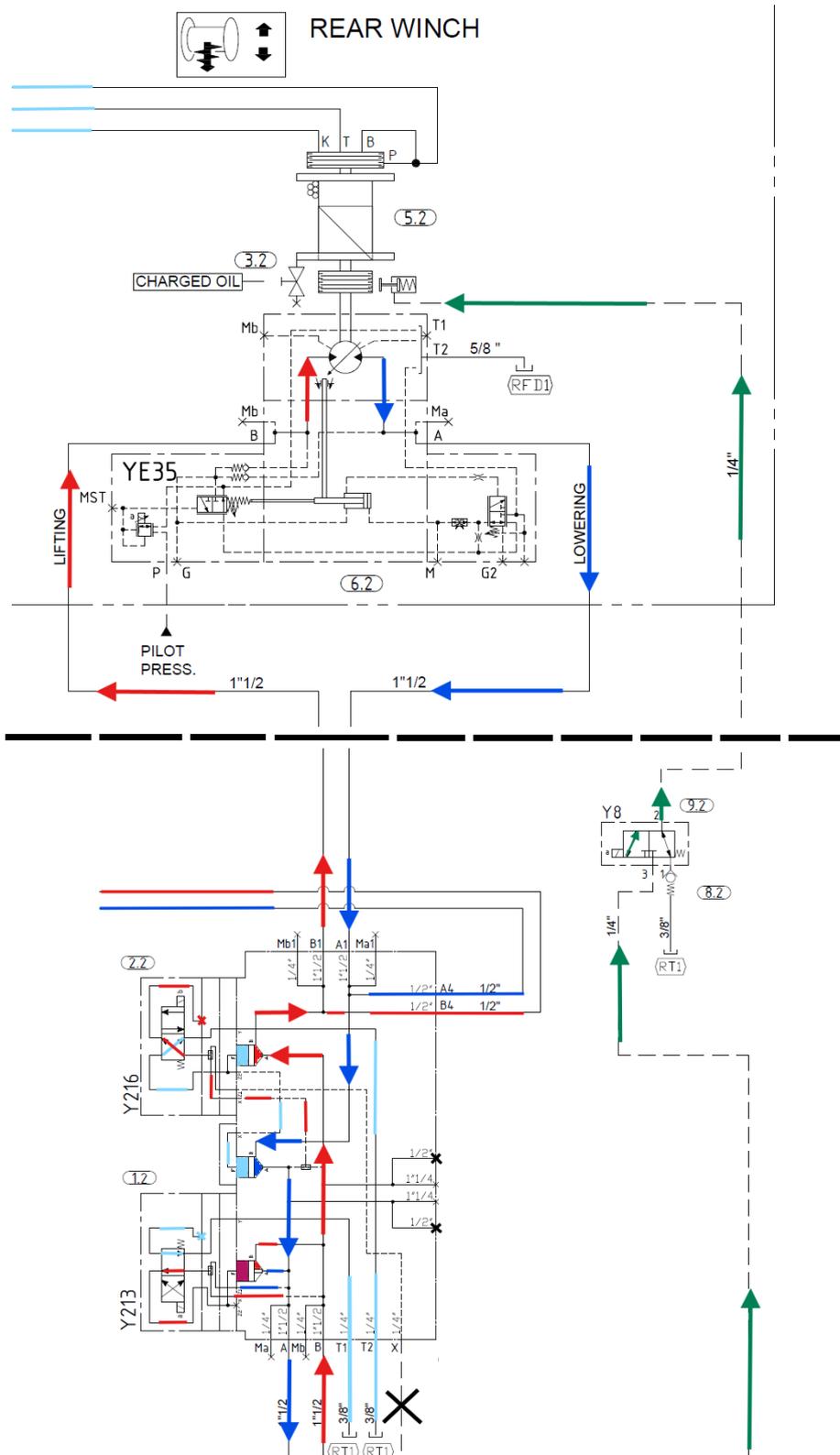


Figura 3.18: Circolazione olio gruppo di controllo e regolazione, e utenza nella sequenza: salita lenta argano posteriore

S20.303 - Argano Posteriore Discesa Lenta

Sequenza per consentire la discesa lenta del modulo fresante. Analogamente alla salita lenta descritta dalla sequenza S20.301, anche qui avviene una movimentazione limitando la cilindrata della pompa.

IF

Abilitazione argano posteriore (S20.310) – soddisfatta (TRUE);

AND

Trasduttore di pressione salita argano posteriore (BP19) – rilevazione di una pressione superiore alla soglia, con stesse considerazioni di S20.301 (> P. SOGLIA);

AND

Joystick anteriore destro doppio, sinistro (AJ7) – inclinato verso l'avanti (AVANTI);

=

Discesa Argano Posteriore

$S20.310(TRUE) \cdot BP19(> P.SOGLIA) \cdot AJ7(AVANTI) = S20.303(TRUE)$

OUTPUT

YE26 ON – Elettrovalvola discesa argano posteriore: Abilitazione del segnale alla valvola elettro-proporzionale, regolando la cilindrata della pompa per la discesa. Il funzionamento è analogo alla S20.301 ma applicato alla linea di discesa;

Y8 ON – Elettrovalvola sfreno argano posteriore: Disinserimento freno di stazionamento.

LIMITI NELL'ESECUZIONE DELLA SEQUENZA

SF28 ON – Finecorsa discesa argano posteriore: Attivato al raggiungimento dello srotolamento massimo del tratto di fune dell'argano posteriore;

Galleggiamento ON – La movimentazione dell'argano in galleggiamento non è consentita senza il rispetto delle sequenze di blocco temporaneo previste con galleggiamento già attivo.

FUNZIONAMENTO CIRCUITO OLEODINAMICO

Rispetto alla sequenza di salita lenta dell'unità, il circuito in questa fase inverte semplicemente il senso di circolazione dell'olio, passando da orario ad antiorario nei gruppi di alimentazione ed utenze, grazie all'inversione della cilindrata della pompa resa possibile dal segnale YE26ON. Nel blocco switch, la direzione del flusso di olio ad alta e bassa pressione si inverte, mantenendo invariate le funzionalità degli elementi logici già descritti. Analogamente, la portata diretta verso il freno di stazionamento non subisce variazioni.

Un aspetto che rimane invariato sono le funzionalità delle linee idrauliche, cioè: il ramo collegato alla linea di salita del motore idraulico rimane il ramo di alta pressione mentre quello di discesa rimane il ramo di bassa pressione.

Questa configurazione è determinata dall'inversione della cilindrata della pompa senza invertire il carico, che continua ad agire verso il basso in entrambe le fasi. Analizzando le due fasi di movimentazione del modulo:

- **Fase di salita:** La pompa, alimentata dalla potenza ceduta dal motore termico, crea la circolazione dell'olio verso il ramo di salita. Il peso del modulo funge da carico resistivo da contrastare. La circolazione oraria dell'olio richiede al fluido canalizzato nella linea di salita di contrastare la resistenza del carico esterno. Questa configurazione incrementa la pressione della linea di salita, coerentemente con il principio esposto nel *paragrafo 3.1*.
- **Fase di discesa:** Durante la discesa, il peso del modulo, agendo con la forza di gravità, diventa il vettore energetico principale di alimentazione. Questa situazione, combinata con l'inversione della cilindrata, genera due effetti:
 - ◇ Trasforma il motore idraulico nella nuova pompa del circuito chiuso;
 - ◇ Genera una circolazione di olio in senso antiorario.

L'olio inviato dal motore (ora pompa) incontra la pompa calettata al motore termico, che costituisce il nuovo carico resistivo del sistema. Questa situazione è resa possibile grazie al fatto che il motore contrasterà l'accelerazione della velocità angolare del suo albero per mantenerla costante al valore previsto in fase di progettazione. Questa resistenza da parte del motore trasforma il funzionamento della pompa nel nuovo motore idraulico del circuito chiuso.

La situazione così descritta è coerente con i principi fisici dei circuiti oleodinamici in cui la portata d'olio inviata alla resistenza da contrastare incrementa di pressione, a tal punto, la portata inviata dal motore idraulico nel ramo di salita aumenta di pressione, rimanendo come linea di alta pressione, ma con valori inferiori rispetto alla fase di salita.

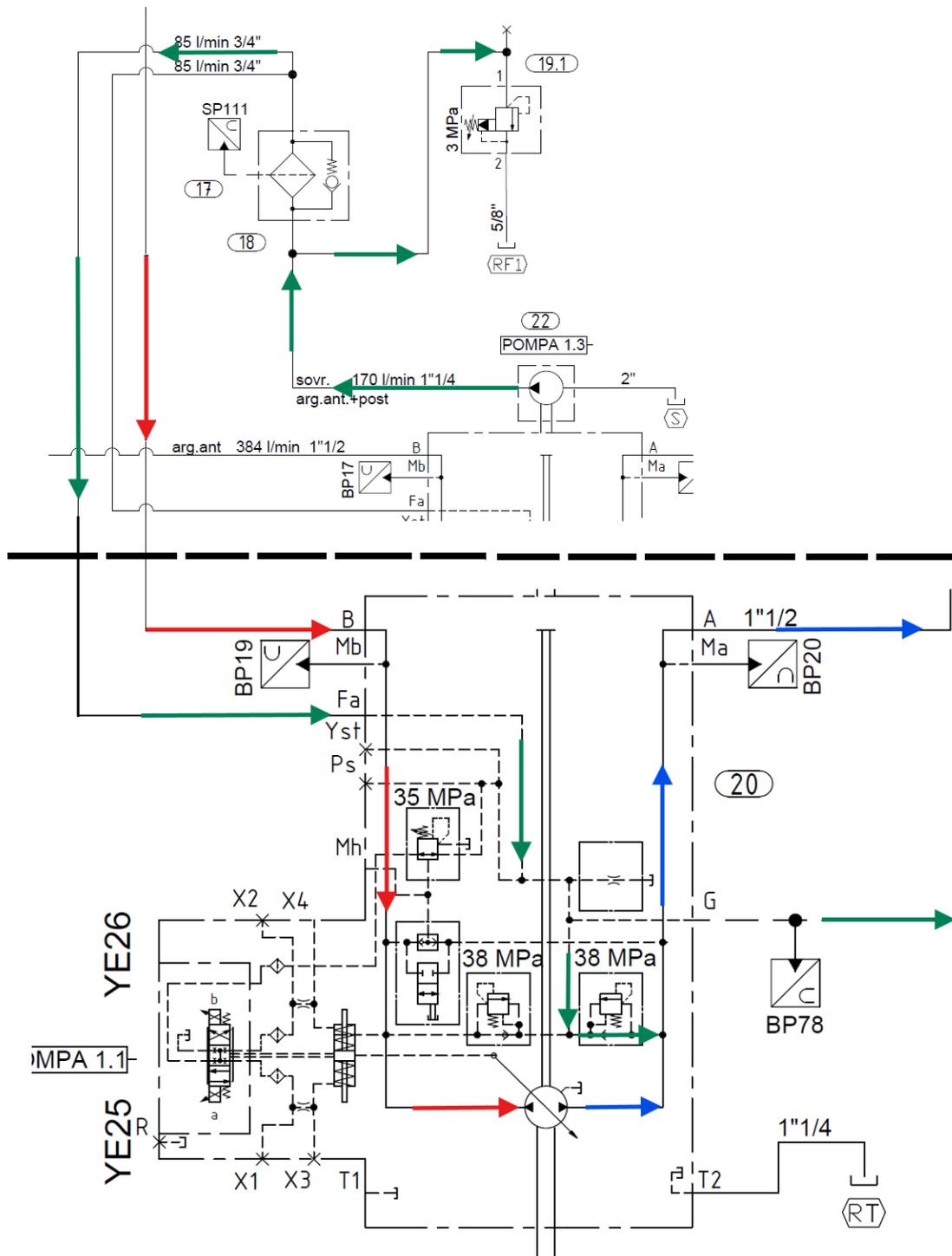


Figura 3.19: Circolazione olio gruppo alimentazione nella sequenza: discesa lenta argano posteriore

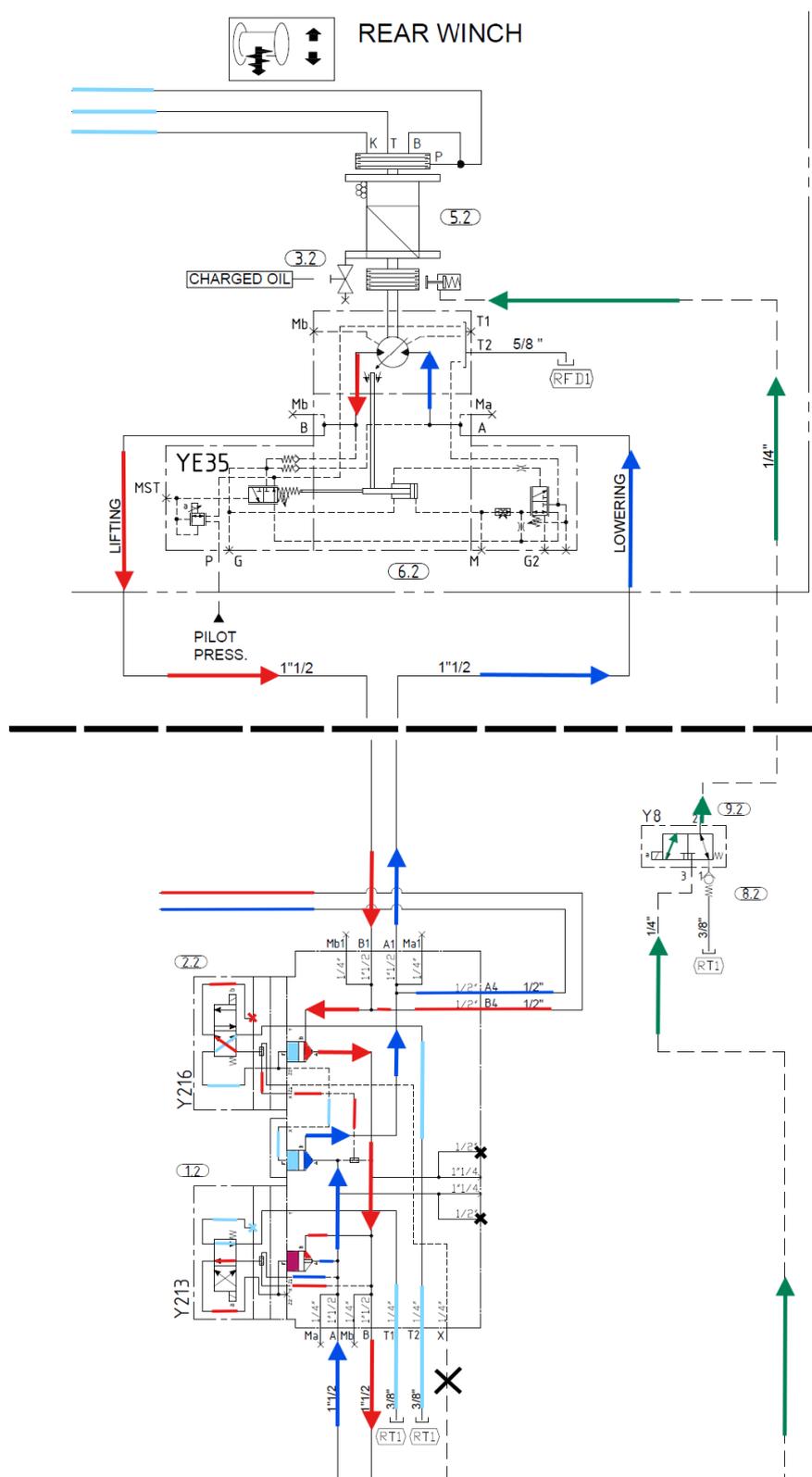


Figura 3.20: Circolazione olio gruppo di controllo e regolazione, e utenza nella sequenza: discesa lenta argano posteriore

3.3.2 Sequenze in Circuito Aperto: il Galleggiamento

Prima di entrare nel dettaglio dell'operatività del circuito aperto previsto con le sequenze, è importante chiarire il principio di funzionamento del galleggiamento ed il suo significato operativo.

Come già introdotto nella sezione dedicata alla tecnologia dei diaframmi realizzati con Idrofresa, il galleggiamento è un sistema di regolazione idraulico di precisione sull'argano che sostiene il modulo fresante. Questo sistema ha lo scopo di controllare e adattare la velocità di discesa dell'unità in funzione della pressione specifica desiderata tra gli utensili di taglio e il terreno da scavare. La velocità di avanzamento è inversamente proporzionale alla durezza della roccia; infatti, rocce con un valore di UCS alto richiedono avanzamenti con velocità basse, contrariamente se la roccia è più debole.

Il principio di funzionamento di questo sistema si basa sulla creazione di una contropressione idraulica nel motore, necessaria per compensare la pressione esercitata dal peso del modulo e dalla pressione idrostatica determinata dal fluido stabilizzante, che varia in funzione della profondità. Questo aspetto implica un continuo monitoraggio del sistema di regolazione. Parallelamente, il sistema di regolazione deve essere in grado di creare una situazione operativa coerente con quanto descritto nella sezione relativa al gruppo di regolazione e controllo del circuito aperto, ovvero creare una circolazione con due portate in ingresso al motore.

L'ingresso simultaneo della portata di galleggiamento, limitata a 30 bar, e della portata di contropressione, il cui valore limite minimo è di 170 bar, determina una caduta di pressione sufficiente per generare una circolazione dell'olio in senso orario, comportando un movimento in salita dell'unità fresante, in contrasto con la fase utile di lavorazione che richiede invece un avanzamento verso il basso. Poiché la circolazione dell'olio è già pregiudicata da uno sbilanciamento di pressioni dei due rami, l'unico modo per invertire questo squilibrio ed ottenere la circolazione antioraria necessaria è attraverso il controllo della portata di contropressione in ingresso al motore.

Come precedentemente descritto, la portata di contropressione può essere direzionata verso il motore idraulico, che rappresenta la via preferenziale in caso di chiusura della valvola elettro-proporzionale comandata dal segnale YE48, oppure verso il serbatoio attraverso l'apertura di quest'ultimo componente. Tuttavia, la portata diretta a serbatoio non viene smaltita alla stessa pressione che compete per contrastare il carico esterno. Infatti, attraverso un compensatore modulare posto a monte dell'ingresso alla valvola, la pressione viene ridotta a 10 bar, consentendo un controllo più accurato della velocità del flusso che incide sulla quantità di portata smaltita dalla valvola. Questo meccanismo limita la quantità di portata smaltita, spiegando come una minima apertura della valvola non sia sufficiente

per direzionare completamente la portata di contropressione a serbatoio, richiedendo una sezione di passaggio più ampia. Pertanto, qualora la sezione di passaggio sia inferiore al valore necessario, una parte della portata di contropressione sarà direzionata al motore, sufficiente a creare le circostanze di salita del modulo. Viceversa, con una sezione di passaggio adeguata, l'intera portata di contropressione sarà smaltita a serbatoio, consentendo alla portata di galleggiamento di entrare nel motore e creare la circolazione desiderata.

Analogamente a quanto accade nelle fasi di movimentazione in circuito chiuso, anche nel circuito aperto si verificano situazioni riconducibili ad un'inversione della cilindrata, in cui si scambiano i ruoli di motore e pompa. Tuttavia, in questo caso, solo il motore inverte il proprio funzionamento, mentre le pompe attive nella sequenza di galleggiamento della macchina non sono progettate per supportare tale operatività.

Per quanto riguarda la linea di discesa del modulo, collegata alla pompa di galleggiamento, in caso di circolazione antioraria i componenti svolgono i rispettivi ruoli previsti. In caso di circolazione oraria, invece, la pompa rimane insensibile alle variazioni di flusso, poiché a valle è presente una valvola di massima pressione che smaltisce il flusso proveniente dal motore alla pressione di taratura.

Nel caso della linea di salita del modulo, collegata alla pompa di contropressione, in presenza di una circolazione oraria i componenti operano normalmente. In caso di circolazione antioraria, il motore svolge la funzione di pompa, mentre la pompa non assume il ruolo di motore idraulico, grazie alla presenza di una valvola unidirezionale che blocca il passaggio dell'olio dal motore alla pompa. In questa configurazione, la resistenza necessaria al circuito è creata dal compensatore modulare, che mantiene una caduta di pressione costante permettendo un incremento della pressione nel ramo di salita del modulo.

In definitiva, il sistema di regolazione del galleggiamento si basa sulla cooperazione tra il compensatore modulare e la valvola elettro-proporzionale a quattro vie, comandata elettricamente dal segnale YE48. Per garantire un controllo preciso della sezione di passaggio e quindi della posizione della valvola durante il suo funzionamento, viene integrato un sistema PID², che assicura una regolazione estremamente accurata e reattiva alle condizioni operative rilevate durante l'esecuzione del diaframma. In *figura 3.21* è esposto sia il componente fisico sia quello schematizzato nel sistema idraulico, in cui è indicata anche la pressione differenziale di lavoro del compensatore, ovvero la differenza di pressione tra i due pilotaggi che

² Il sistema Proporzionale-Integrale-Derivativo è un regolatore automatico che calcola l'azione di controllo corretta combinando tre termini: Proporzionale, che reagisce all'errore attuale; Integrale, che considera l'accumulo degli errori passati; Derivativo, che anticipa gli errori futuri basandosi sulla loro variazione.

avvia la chiusura della sezione di passaggio. Questa differenza corrisponde a una pressione di 10 bar, la stessa che si garantisce in ingresso alla valvola comandata da YE48.

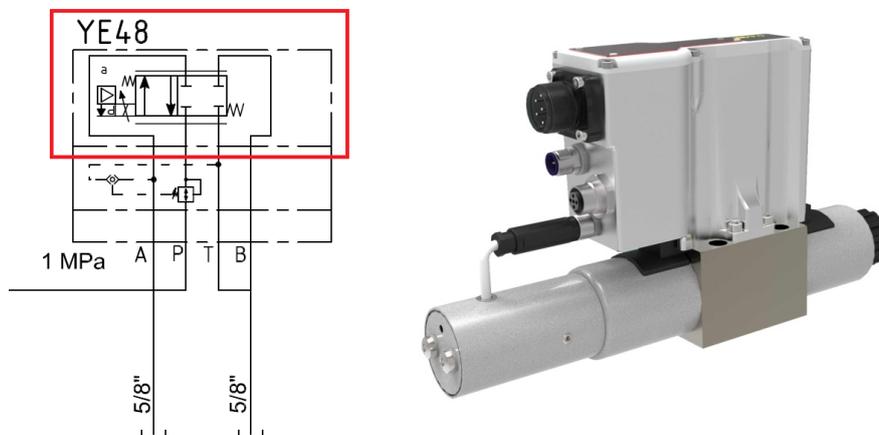


Figura 3.21: Sistema di controllo galleggiamento e valvola elettro-proporzionale [10]

La documentazione interna aziendale relativa al funzionamento del galleggiamento nelle sequenze operative previste è stata sintetizzata in uno schema a blocchi sequenziale che illustra gli stati del sistema e i requisiti da soddisfare tramite gli alias³. Come indicato all’inizio del *paragrafo 3.3*, il presente elaborato si concentra esclusivamente sulla descrizione e sull’analisi delle sequenze operative previste per il normale funzionamento della macchina. Questo insieme di sequenze rappresenta una parte dell’intero schema a blocchi, come esposto in *figura 3.22*.

Considerata la complessità delle informazioni presentate, la descrizione delle sequenze operative in circuito aperto seguirà la stessa struttura utilizzata nella descrizione delle sequenze in circuito chiuso. Tuttavia, non saranno dedicati i limiti relativi all’esecuzione delle sequenze, in quanto tali aspetti sono già stati contemplati nelle proposizioni combinatorie.

La numerazione delle sequenze seguirà quella riportata in *figura 3.22*, con alcune eccezioni. In particolare, si noterà una variazione nella numerazione delle *06.4* e *03.5*, dove la struttura numerica evidenzia come dalla sequenza *04* si passi alla sequenza *06*. Analogamente, come dalla sequenza *05* si passi alla sequenza *03*.

³ Nel contesto informatico, un alias è un identificatore alternativo per semplificare il riferimento a una combinazione di stati, parametri o funzioni del sistema, consentendo una comunicazione più chiara ed una gestione più efficiente della logica operativa.

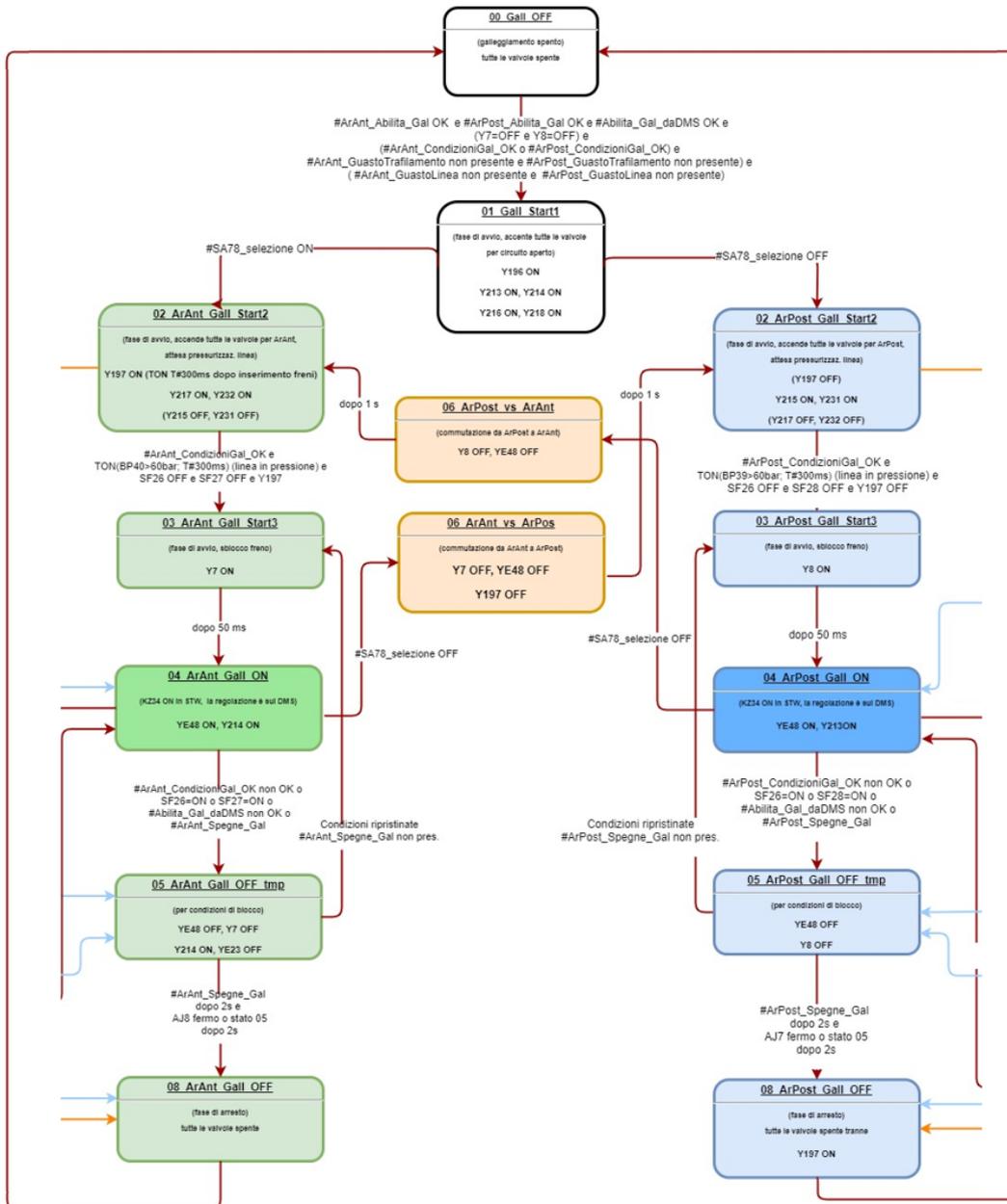


Figura 3.22: Schema a blocchi per sequenze operative di studio in circuito aperto [10]

Analogamente a quanto illustrato nella descrizione delle figure che espongono il funzionamento del circuito oleodinamico, anche in questo caso si utilizzerà una legenda per facilitare la comprensione, nel dettaglio:

- **Rosso:** Linee di alta pressione (contropressione);
- **Blu:** Linee di bassa pressione (galleggiamento);
- **Verde scuro:** Linee alla pressione in cui si stabilizza il circuito chiuso;
- **Verde chiaro:** Linee alla pressione di sovralimentazione (limitata a 30 bar), utile solo per indicare il pilotaggio inviato al freno di stazionamento;
- **Azzurro:** Linee alla pressione di serbatoio (0 bar relativa);
- **Frecce:** Direzione del flusso;
- **Segmenti:** Linee senza circolazione d'olio, riempite da fluido alla pressione corrispondente alla tonalità indicata.

00 Gall OFF - Spegnimento valvole circuito aperto

Sequenza finalizzata allo spegnimento delle valvole associate al circuito aperto e all'inizializzazione della fase di galleggiamento.

IF

Abilitazione al galleggiamento (*S309.001*) – soddisfatta (TRUE);

AND

Segnali celle di carico su avvolgitori tubo fango e tubi idraulici (BC.X) – segnali presenti senza sbilanciamenti tra coppie di celle (TRUE);

AND

Selettore attivazione galleggiamento (SA77) – in posizione 1 (POS.1);

=

Spegnimento valvole

$$S309.001(TRUE) \cdot BC.X(TRUE) \cdot SA77(POS.1) = 00GallOFF(TRUE)$$

OUTPUT

Y196 OFF - Elettrovalvola messa a scarico pompe galleggiamento;

Y197 OFF - Elettrovalvola scambio argani da posteriore ad anteriore;

YE48 OFF – Elettrovalvola attivazione galleggiamento;

Y215 OFF - Elettrovalvola abilitazione galleggiamento argano posteriore ramo salita;

Y217 OFF - Elettrovalvola abilitazione galleggiamento argano anteriore ramo salita;

Y231 OFF - Elettrovalvola abilitazione galleggiamento argano posteriore ramo discesa;

Y232 OFF - Elettrovalvola abilitazione galleggiamento argano anteriore ramo discesa;

FUNZIONAMENTO CIRCUITO OLEODINAMICO

Durante questa fase, le portate elaborate dalle pompe di galleggiamento e controcompressione scaricano direttamente a serbatoio tramite la valvola comandata dal segnale Y196. Il circuito chiuso, invece, rimane in comunicazione con il gruppo utenze.

La plancia di comando che consente la selezione del selettore SA77, oltre alla regolazione delle varie funzionalità di galleggiamento, è rappresentata nella figura sottostante.

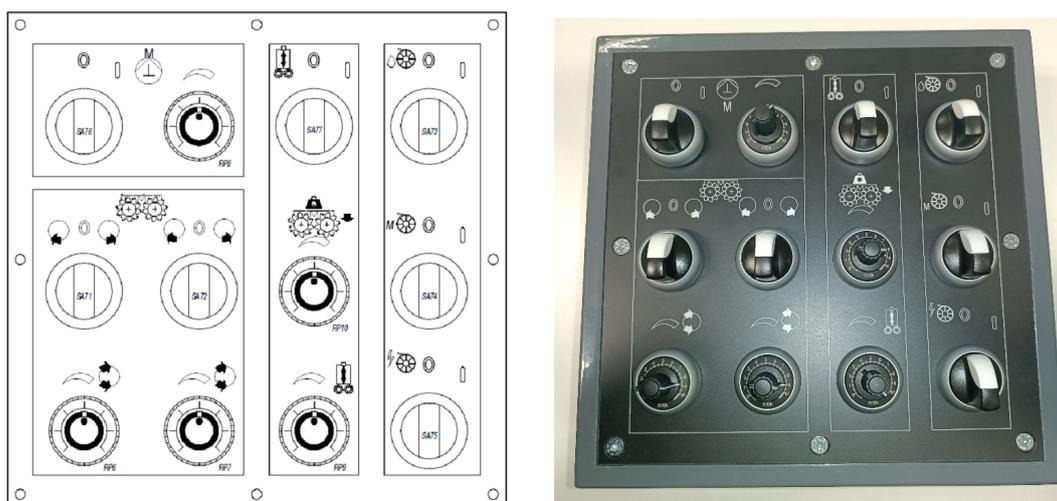


Figura 3.23: Plancia comandi di scavo [10]

01 Gall Start1 - Fase di avvio galleggiamento

Sequenza finalizzata all'apertura delle valvole coinvolte nel galleggiamento.

IF

Spegnimento valvole circuito aperto (*00 Gall OFF*) – soddisfatta (TRUE);

AND

Argano posteriore *OR* anteriore abilitazione al galleggiamento – soddisfatta (TRUE);

Accertato attraverso i seguenti stati:

- ◇ Selettore a chiave montaggio/lavoro (SA51) - in configurazione di lavoro (POS.0);

AND

- ◇ Joystick anteriore destro doppio – sinistro/destro (AJ7 e AJ8) – devono essere fermi (FERMI);

AND

Abilitazione galleggiamento da DMS – Fornire i consensi di avvio galleggiamento dall'interfaccia DMS (OK);

AND

Elettrovalvola sfreno argano posteriore *AND* anteriore (Y8 e Y7) - Freni inseriti (OFF);

AND

Argano posteriore *OR* anteriore in condizioni di galleggiamento – soddisfatta (TRUE);

Accertato attraverso i seguenti stati:

- ◇ Selettore selezione argano di lavoro in idrofresa (SA78) – selezione argano posteriore *OR* anteriore (rispettivamente: POS. 0 *OR* 1);

AND

- ◇ Errore Valvole (ErrVal) – nessun errore alla valvola (OFF);

AND

- ◇ Controllo tensionamento da DMS argano Posteriore *OR* Anteriore (ArAnt/PostDMS) – Il sistema di controllo rileva una tensione alla fune dell'argano idonea per il galleggiamento (OK);

=

Apertura valvole

$$\begin{aligned} &00GallOFF(TRUE) \cdot Abil.Gall.[Ant(TRUE) + Post(TRUE)] \cdot DMS(OK) \cdot \\ &\cdot [Y8(OFF) \cdot Y9(OFF)] \cdot Cond.Gall.[Ant(TRUE) + Post(TRUE)] \\ &= 01GallStart1 \end{aligned}$$

OUTPUT

Y196 ON – Elettrovalvola messa a scarico pompe galleggiamento: Inviando il segnale, la valvola consente la comunicazione della pompa di galleggiamento e di contropressione con le rispettive linee del circuito aperto;

Y213 ON – Elettrovalvola abilitazione circuito chiuso argano posteriore: A segnale inviato, direziona il pilotaggio alla pressione di serbatoio alla camera più grande dell'elemento logico posto in prossimità dell'ingresso al blocco switch. Ciò permette la comunicazione della linea A con la B;

Y216 ON– Elettrovalvola chiusura alimentazione circuito chiuso argano posteriore: Ha funzionamento contrario alla valvola di abilitazione. Difatti, eccitando la bobina si mette alla pressione della linea X o della linea in alta pressione, la camera più grande dei due elementi logici regolamentati dalla valvola che riceve questo segnale. Ciò blocca la comunicazione tra le linee A e B;

Y214 ON – Elettrovalvola abilitazione circuito chiuso argano anteriore: Stesse considerazioni del segnale Y213 ON;

Y218 ON – Elettrovalvola chiusura alimentazione circuito chiuso argano anteriore: Stesse considerazioni del segnale Y216 ON.

02 ArPost Gall Start2 - Scambio circuiti e pressurizzazione circuito aperto

Prima di descrivere il funzionamento del circuito oleodinamico della fase 01, nel documento delle sequenze è stata creata la presente sequenza fittizia che permette di specificare i segnali relativi all'argano che si intende movimentare. La selezione dell'argano di lavoro è stata comunicata al centro di controllo tramite il selettore SA78. Questa sequenza è da intendersi unita con quella precedentemente esposta.

Da questa sequenza in poi, la descrizione si concentra sull'argano posteriore; tuttavia, le considerazioni esposte valgono anche per l'argano anteriore, con segnali differenti per le valvole coinvolte.

IF

Selettore selezione argano di lavoro in idrofresa (SA78) – selezione argano posteriore (POS. 0) nella sequenza *01 Gall Start*.

=

Scambio circuito chiuso e aperto con pressurizzazione del circuito aperto dell'argano posteriore

OUTPUT

Y197 OFF – Elettrovalvola scambio argani da posteriore ad anteriore: Mantiene la sua configurazione di riposo, consentendo il flusso delle pompe di galleggiamento e contropressione verso il circuito dell'argano posteriore;

Y215 ON – Elettrovalvola abilitazione galleggiamento argano posteriore ramo salita: Consente la comunicazione della linea di contropressione con il ramo di salita del circuito chiuso dell'argano posteriore;

Y231 ON – Elettrovalvola abilitazione galleggiamento argano posteriore ramo discesa: Consente la comunicazione della linea di galleggiamento con il ramo di discesa del circuito chiuso dell'argano posteriore;

Y217 OFF – Elettrovalvola abilitazione galleggiamento argano anteriore ramo salita: Mantiene chiusa la comunicazione tra circuito aperto e argano anteriore nel ramo di salita;

Y232 OFF – Elettrovalvola abilitazione galleggiamento argano anteriore ramo discesa: Mantiene chiusa la comunicazione tra circuito aperto e argano anteriore nel ramo di discesa.

FUNZIONAMENTO CIRCUITO OLEODINAMICO

Partendo dalle dinamiche instaurate nel circuito aperto, dal segnale Y196 ON si mettono in comunicazione le pompe di galleggiamento e contropressione con le rispettive linee idrauliche E ed F in uscita dalla valvola direzionale. La portata di galleggiamento è direttamente inviata alla valvola regolamentata dal segnale Y197, così come la portata di contropressione, grazie al segnale YE48 OFF della sequenza *00 Gall OFF*, che mantiene chiuso il passaggio della linea di contropressione con il serbatoio. Lasciando la valvola di scambio argani in configurazione di riposo, si permette in automatico di inviare queste due portate al motore dell'argano posteriore, grazie anche all'azione combinata di apertura delle valvole regolamentate da Y215 e Y231.

Le due portate d'olio in ingresso al motore idraulico, che si trova con l'albero bloccato, reagiscono immediatamente incrementando la propria pressione, in

quanto sono inviate per contrastare un carico resistivo che, per essere vinto, richiederebbe pressioni al di fuori di quelle operative di lavoro. Pertanto, la portata di galleggiamento viene immediatamente scaricata a serbatoio dalla rispettiva valvola di massima tarata a 30 bar. Per la portata di contropressione, invece, non è prevista la stessa dinamica, il che giustifica la scelta di adottare, solo nel ramo di contropressione, il regolatore di portata a tre vie compensato.

Questo componente limita la portata elaborata dalla pompa di contropressione, pari a 14 l/min (come indicato nella *figura 3.12*) a un valore idoneo per la presente fase di pressurizzazione del circuito aperto.

Questo valore di portata deve essere in grado di pressurizzare la linea di contropressione ad almeno 60 bar in almeno 1 secondo, secondo le specifiche interne aziendali. Il metodo per determinare un parametro di questo tipo, con la tipologia di componentistica presente nel circuito aperto, non segue una relazione empirica che permetta di fissare in modo sistematico un valore della sezione di passaggio della strozzatura. Ecco perché, come indicato in *figura 3.12*, questo componente è contrassegnato con l'indicazione “*all closed, less 2 turn*”. Infatti, in area collaudi, il valore della sezione di passaggio in funzione dei giri del volantino regolatore viene determinato attraverso la seguente procedura operativa:

Si creano le condizioni di galleggiamento fino a soddisfare la presente sequenza (*02 ArPost Gall Start2*). Successivamente, si attende che la pressione del ramo di contropressione salga a 60 bar mantenendo la valvola comandata da YE48 chiusa, quindi si disinserisce il freno con conseguente apertura della valvola. Questa situazione porta il ramo di contropressione a stabilizzarsi al valore di pressione necessario per sostenere il peso del modulo. Tuttavia, questa situazione crea una circolazione oraria all'interno del motore idraulico, per i dettagli esposti a inizio del presente sottoparagrafo, che corrisponde a una fase di salita del modulo. Per limitare questa fase, si riduce manualmente la sezione di passaggio della linea di contropressione avvitando il volantino regolatore, limitando così la portata in ingresso al motore, finché la velocità di salita del modulo sia prossima a zero.

Questo dettaglio è riscontrabile a partire dall'*equazione 3.3*, in cui la diminuzione della portata in ingresso al motore riduce proporzionalmente la velocità angolare dell'albero del motore idraulico collegato all'argano.

La situazione riscontrata in area collaudi, in cui una portata circolante nella linea di contropressione consenta un vero e proprio galleggiamento dell'unità fresante che rimane ferma senza freni inseriti, è resa possibile grazie alla presenza di trafiletti lungo il percorso dell'olio nel ramo di contropressione tra pompa e motore idraulico. Da sottolineare che questi trafiletti non devono intendersi come quelli localizzati nel motore, altrimenti si genererebbe comunque una portata utile alla creazione di un moto ascensionale del modulo. Allo stesso modo, non devono

essere presenti nei punti di separazione tra circuito chiuso e aperto, specialmente negli elementi logici, per evitare condizioni dannose per i circuiti. Ma devono intendersi come quelli localizzati nei componenti che partecipano attivamente nel circuito aperto, come le due valvole direzionali a sette vie o quella a quattro vie.

Operativamente, le procedure eseguite in area collaudi permettono di fissare un valore di portata, mediante azione manuale al volantino regolatore che modula la sezione di passaggio nella strozzatura, leggermente minore o uguale alla somma tra le portate dei trafileamenti presenti in questa fase e la portata in ingresso al motore per consentire la pressurizzazione a 60 bar nei tempi previsti.

Alla luce di questo processo operativo, per modulare la portata di contropressione con conseguente direzionamento di una frazione di portata in ingresso al motore idraulico, e mantenendo bloccato l'albero del motore idraulico, si permette la progressiva pressurizzazione della linea di contropressione. Il tempo con cui avviene questa fase è in funzione della portata fissata. Il valore così imposto non deve creare una pressurizzazione né in poco tempo, altrimenti si causerebbe un'apertura immediata della valvola di massima della linea di contropressione, né in troppo tempo, altrimenti si allungherebbero i tempi di esecuzione delle manovre in galleggiamento esponendo il sistema a rischi operativi in cantiere.

Passando invece alle dinamiche presenti nel circuito chiuso, i segnali inviati Y213 ON e Y216 ON al circuito dell'organo posteriore, o gli equivalenti Y214 ON e Y218 ON dell'organo anteriore, permettono di chiudere la comunicazione tra i relativi gruppi di regolazione e controllo del circuito chiuso con gli argani.

L'effetto ottenuto si deve principalmente ai segnali Y216 ON e Y218 ON, che consentono di direzionare il pilotaggio in ingresso dalla linea X, proveniente dal circuito aperto che nel frattempo si sta pressurizzando, verso la camera più grande degli elementi logici posizionati in mezzeria e all'uscita dei blocchi switch. Il motivo del perché si utilizza questo pilotaggio è dovuto alla combinazione di Joystick fermi (che mantengono le cilindrate delle pompe a zero, senza generare portata) e all'assenza di un carico resistivo nei gruppi di alimentazione e quello di controllo e regolazione del circuito chiuso. Il pilotaggio, alla pressione di contropressione che progressivamente aumenta, agisce con una forza maggiore nella camera più grande rispetto alla camera più piccola, garantendo così la separazione dei due circuiti.

I segnali Y213 ON e Y214 ON non contribuiscono direttamente alla creazione di un'ermeticità tra i circuiti chiuso e aperto, ma consentono di raccordare il ramo di salita e il ramo di discesa delle pompe di circuito chiuso (precedentemente illustrate in *figura 3.16* o *3.19*) a scopo precauzionale. Questa situazione non si verificherebbe in assenza di tali segnali.

Dalle dinamiche esposte, l'operatività del sistema idraulico nell'attuale fase di pressurizzazione viene sintetizzata nelle *figure 3.24* e *3.25*.

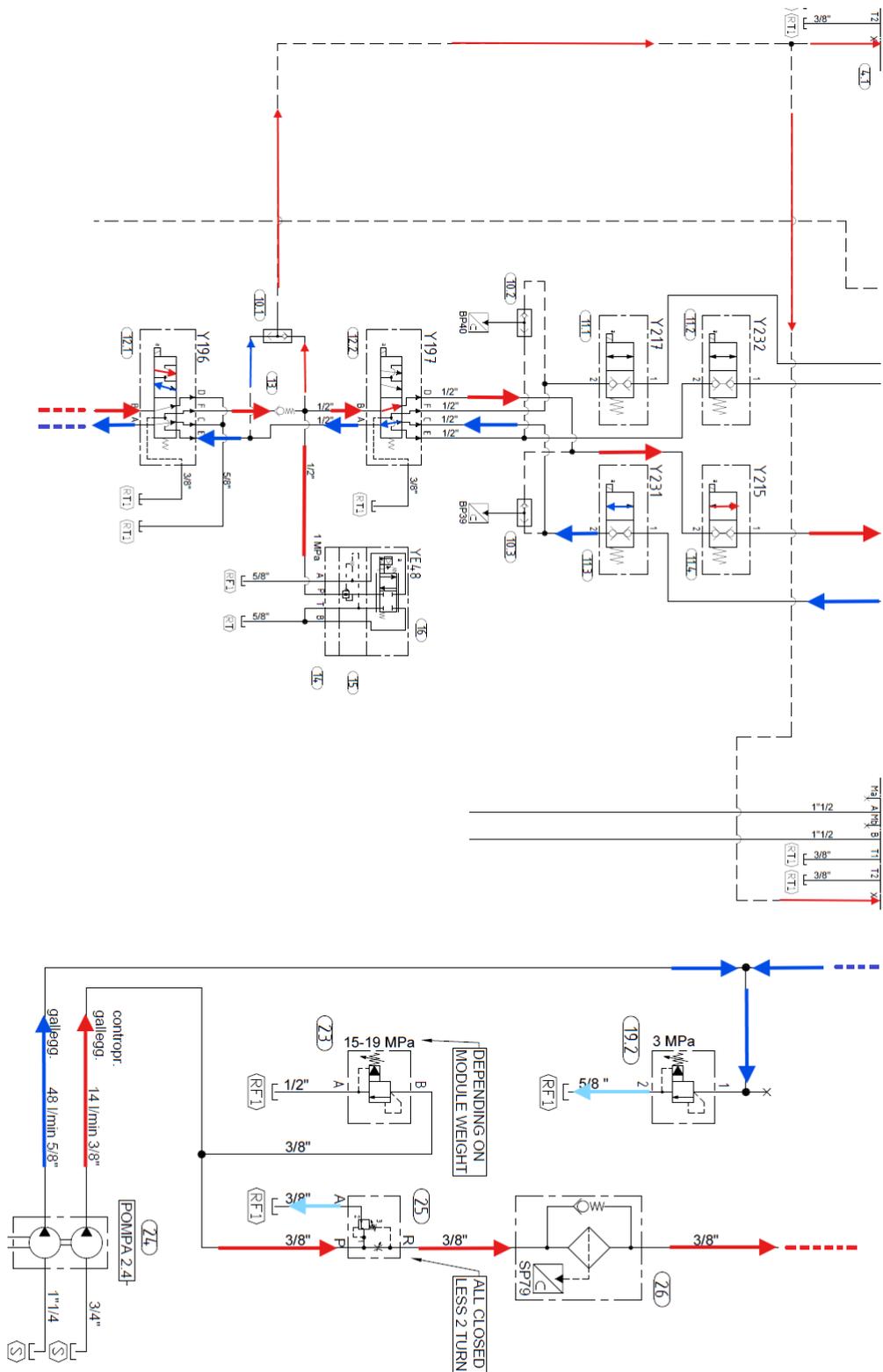


Figura 3.24: Circolazione olio gruppo alimentazione, regolazione e controllo, nella sequenza: 02 ArPost Gall Start2

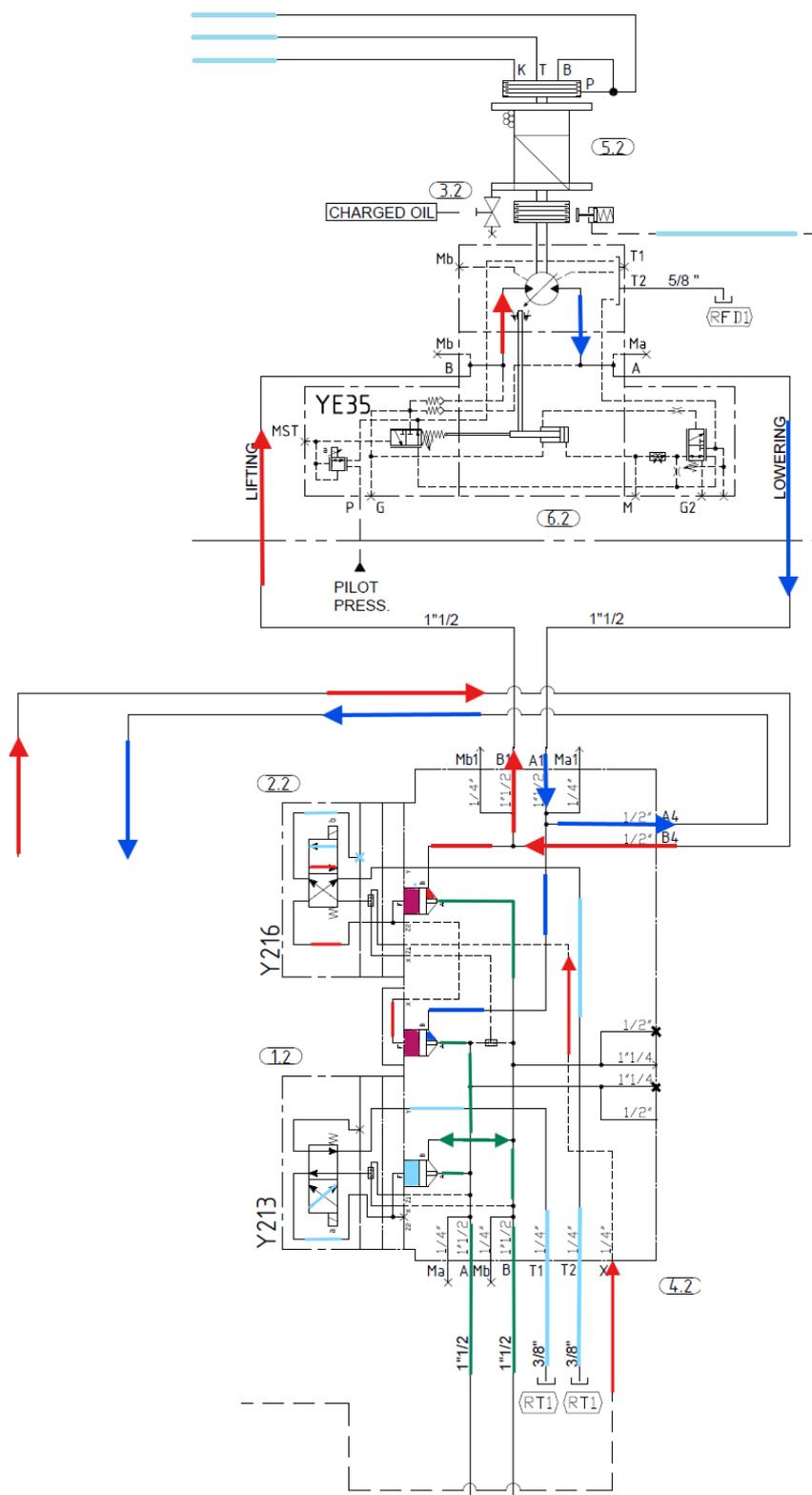


Figura 3.25: Circolazione gruppo utenza, di regolazione e controllo del circuito chiuso, nella sequenza: 02 ArPost Gall Start2

03 ArPost Gall Start3 - Sfreno argano posteriore

Sequenza finalizzata all'apertura delle valvole coinvolte nel galleggiamento.

IF

Scambio circuiti e pressurizzazione circuito aperto (02 ArPost) – soddisfatta (TRUE);

AND

Argano Posteriore in Condizioni di Galleggiamento – da verificare nuovamente (TRUE);

Accertato attraverso i seguenti stati:

- ◇ Selettore selezione argano di lavoro in idrofresa (SA78) – selezione argano posteriore (POS. 0);

AND

- ◇ Errore Valvole (ErrVal) – nessun errore alla valvola (OFF);

AND

- ◇ Controllo tensionamento da DMS argano Posteriore (ArPostDMS) – Il sistema di controllo rileva una tensione alla fune dell'argano idonea per il galleggiamento (OK).

AND

Trasduttore di pressione olio idraulico argano posteriore blocco galleggiamento (BP39) – si deve rilevare una pressione maggiore di 60 bar, coerentemente con quanto descritto nella fase di pressurizzazione (≥ 60 bar);

AND

Finecorsa Fine Fune Argano Posteriore (SF28) – Non si può abilitare il galleggiamento se la fune del tratto dell'argano posteriore è completamente svolta (OFF);

AND

Elettrovalvola scambio argani da posteriore ad anteriore (Y197) – da verificare nuovamente (OFF).

=

Sfreno argano posteriore

$$02ArPost(TRUE) \cdot Cond.Gall.Post.(TRUE) \cdot BP39(\geq 60bar) \cdot SF28(OFF) \cdot Y197(OFF) = 03ArPost(TRUE)$$

OUTPUT

Y8 ON – Elettrovalvola sfreno argano posteriore: Disinserimento freno di stazionamento.

FUNZIONAMENTO CIRCUITO OLEODINAMICO

Il funzionamento del circuito oleodinamico è identico a quello descritto nella sequenza precedente, con la differenza che si verifica un immediato incremento della pressione di contropressione poiché il peso del modulo è completamente sostenuto da questa linea.

04 ArPost Gall ON - Discesa del modulo in galleggiamento per esecuzione fase lavorativa

Questa sequenza, quando soddisfatta, rappresenta la fase operativa per la realizzazione del diaframma con tecnologia Idrofresa.

IF

Sfreno argano posteriore (*03 ArPost*) – soddisfatta (TRUE);

AND

Time out di 50 ms dopo aver soddisfatto la sequenza precedente.

=

Sfreno argano posteriore

$$03ArPost(TRUE) \cdot 50ms = 04ArPost(TRUE)$$

OUTPUT

KZ34 – Relè di attivazione elettrovalvola YE48 galleggiamento: Consente l'attivazione della regolazione della velocità di avanzamento del modulo fresante mediante il potenziometro, presente nella plancia comandi di *figura 3.23*;

YE48 – Elettrovalvola attivazione galleggiamento: Configurazione della valvola con una sezione di passaggio tra la linea a 10 bar, regolata mediante compensatore, e il serbatoio. Il valore della sezione di passaggio sarà in funzione della velocità impostata dal potenziometro. Questa configurazione consente la circolazione della portata d'olio in senso antiorario nel motore idraulico, ottenendo la velocità di discesa desiderata del modulo.

FUNZIONAMENTO CIRCUITO OLEODINAMICO

In questa configurazione, il circuito oleodinamico non presenta differenze rispetto al funzionamento descritto nella sequenza *02 ArPost*. Le principali variazioni riguardano:

- **Direzione della circolazione dell'olio:** Nel motore idraulico, il senso di circolazione cambia da orario ad antiorario, consentendo la discesa dell'unità fresante;
- **Portata di contropressione:** Fino alla valvola unidirezionale, la portata segue il percorso precedentemente visto. Tuttavia, in uscita dalla valvola, viene interamente direzionata a serbatoio senza essere canalizzata nel ramo di salita, per evitare la possibile divergenza esposta ad inizio sottoparagrafo.

A serbatoio, quindi, confluiscono:

- L'intera portata di contropressione;
- La portata di galleggiamento necessaria per garantire una determinata velocità di rotazione dell'albero del motore idraulico, coerentemente con l'equazione 3.3.

Il funzionamento in questa sequenza è sintetizzato nelle *figure 3.26 e 3.27*

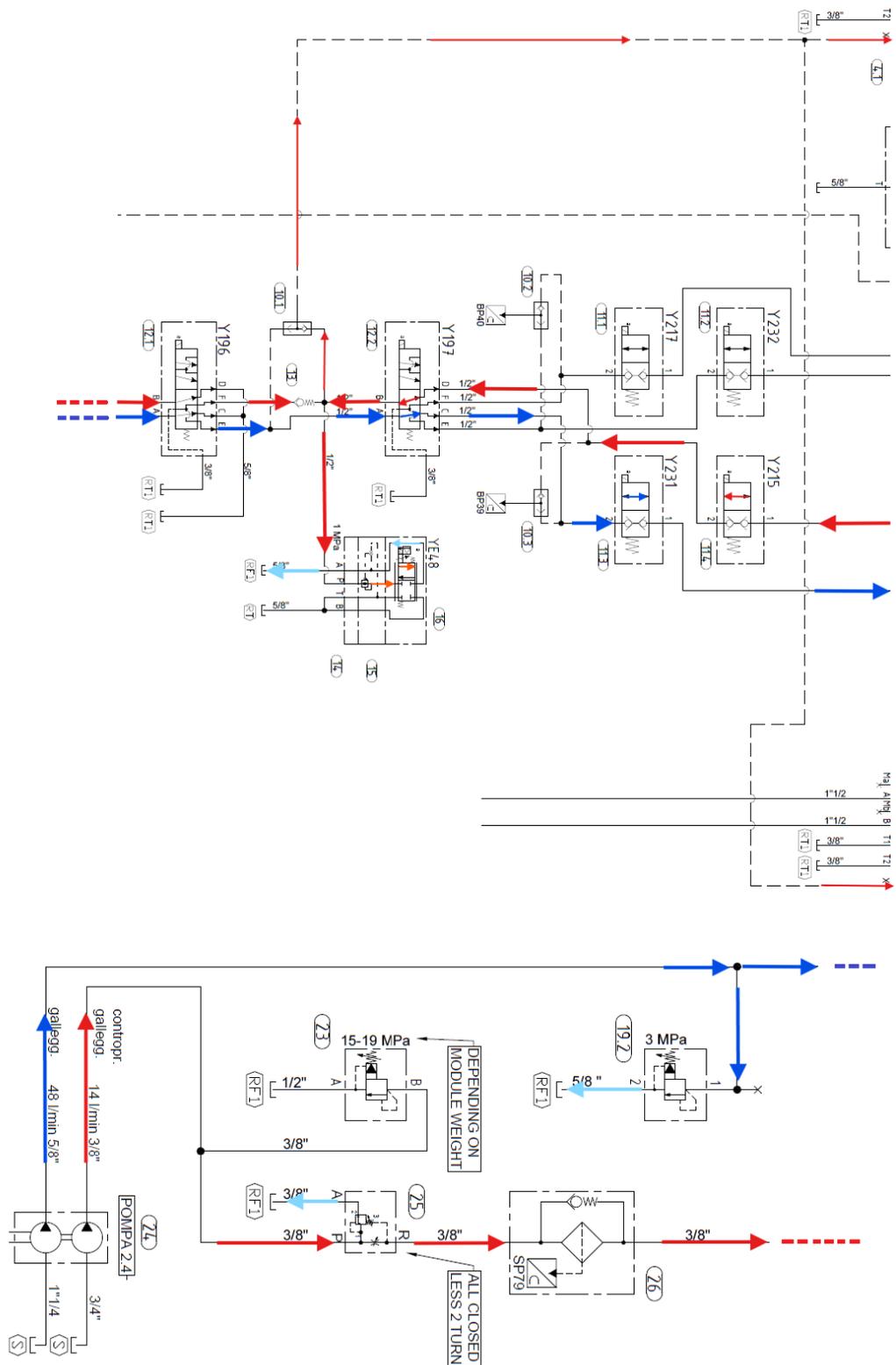


Figura 3.26: Circolazione olio gruppo alimentazione, regolazione e controllo, nella sequenza: *04 ArPost Gall ON*

05 ArPost Gall OFF tmp - Galleggiamento sospeso temporaneamente

Questa sequenza, quando soddisfatta, sospende temporaneamente il galleggiamento. La sospensione può essere dovuta ad una scelta operativa di disabilitazione temporanea o a condizioni che non consentono un'esecuzione sicura e affidabile della lavorazione.

IF

Discesa modulo in galleggiamento (*04 ArPost*) – soddisfatto (TRUE);

AND

Argano posteriore in condizioni di galleggiamento – non soddisfatta (FALSE);

Accertato attraverso i seguenti stati:

- ◇ Selettore selezione argano di lavoro in idrofresa (SA78) – selezione argano anteriore (POS. 1);

AND

- ◇ Errore Valvole (ErrVal) – qualche valvola in errore (ON);

AND

- ◇ Controllo tensionamento da DMS argano Posteriore (ArPostDMS) - Il sistema di controllo rileva una tensione alla fune dell'argano NON idonea per il galleggiamento. (NON OK);

Non si crea l'ambiguità con la sequenza *04.6 ArPost vs ArAnt*, poiché per avere lo stato "FALSE" della condizione di galleggiamento devono essere soddisfatte tutti e 3 gli stati sopra indicati. Per passare all'altra sequenza basta solo SA78 in POS.1.

OR

Finecorsa fine fune argano posteriore (SF28) – Il tratto di fune dell'argano posteriore ha raggiunto lo svolgimento massimo (ON);

OR

Abilitazione galleggiamento da DMS – il centro di controllo rileva un'anomalia durante l'esecuzione della manovra (NON OK). Diverso dallo stato dell'interfaccia DMS della sequenza *01*;

OR

Argano posteriore spegne galleggiamento – soddisfatto (TRUE), quindi se attivo spegne il galleggiamento;

Composto da:

1. Argano posteriore abilita galleggiamento – non soddisfatto (NON OK);

Accertato attraverso i seguenti stati:

- ◇ Selettore a chiave montaggio/lavoro (SA51) – passaggio da configurazione di lavoro a montaggio (POS.1);

OR

- ◇ Joystick anteriore destro doppio – sinistro (AJ7) – movimentazione erronea del joystick relativo all'argano posteriore (NON FERMO);

OR

- ◇ Selettore attivazione galleggiamento (SA77) – galleggiamento disinserito (POS.0).

OR

2. Argano posteriore guasto trafilamento - attivato (TRUE);

Accertato attraverso i seguenti stati:

- ◇ Trasduttore di Pressione Salita Argano Posteriore (BP19) – pressione maggiore a 35 bar, indicativa di un trafilamento dal circuito aperto al circuito chiuso (> 35 bar);

OR

- ◇ Trasduttore di Pressione Discesa Argano Posteriore (BP20) – analogamente alla BP19 (> 35 bar).

OR

3. Argano posteriore guasto linea – attivato (TRUE).

Accertato attraverso i seguenti stati:

- ◇ Trasduttore di pressione olio idraulico argano posteriore blocco galleggiamento (BP39) – perdita di pressione nel ramo di contropressione (< 60 bar);

AND

- ◇ Guasto linea da DMS – Il DMS non rileva il giusto tensionamento o pressurizzazione dei tubi idraulici o fango collegati al modulo fresa in funzione alla profondità di scavo. Il sistema emette il segnale di allarme (ON);

AND

- ◇ Selettore selezione argano di lavoro in idrofresa (SA78) – selezione argano anteriore (POS. 1).

Come descritto per lo stato “Argano Posteriore in condizione di galleggiamento - non soddisfatta”, anche in questo caso non si crea l’ambiguità con la sequenza *04.6 ArPost vs ArAnt*, poiché devono essere verificati contemporaneamente tutti e tre gli stati del guasto linea.

=

Blocco del galleggiamento temporaneo

$$04ArPost(TRUE) \cdot \\ \cdot [Cond.Gall.Post.(FALSE) + SF28(ON) + Gall_{DMS}(NON OK) + \\ + Spegn.Gall.(TRUE)] = 05ArPostOFFtmp(TRUE)$$

OUTPUT

YE48 OFF – Elettrovalvola attivazione galleggiamento: Non si effettua più alcuna regolazione nella velocità di discesa del modulo. L’azione congiunta con il bloccaggio dell’albero del motore idraulico riporta al funzionamento oleodinamico della sequenza *02 ArPost*;

Y8 OFF – Elettrovalvola sfreno argano posteriore: Disattivando il segnale alla valvola, si inserisce il freno all’argano posteriore.

Allarme – Se Argano posteriore guasto Linea O Argano posteriore guasto trafilamento risultano in stato TRUE, interviene un allarme che può essere resettato solo con la disattivazione del galleggiamento. Quindi, impostando il selettore di abilitazione galleggiamento (SA77) in POS.0.

08 ArPost Gall OFF - Galleggiamento sospeso definitivamente

Sequenza che, se soddisfatta, arresta la comunicazione del circuito aperto con l'argano posteriore, riconfigurando immediatamente la macchina alla sequenza 00 Gall OFF.

IF

Blocco del galleggiamento temporaneo (05 ArPost) – soddisfatto (TRUE);

AND

Argano posteriore spegne galleggiamento – con o senza allarme attivo, dopo 2 secondi da verifica della sequenza 05ArPost (TRUE > 2s);

AND

Joystick anteriore destro doppio – sinistro (AJ7) – non movimentato (FERMO).

=

Blocco del galleggiamento definitivo

$$\begin{aligned} &05ArPost(TRUE) \cdot Spegn.Gall.(TRUE > 2s) \cdot AJ7(FERMO) \\ &= 08ArPost(TRUE) \end{aligned}$$

OUTPUT

Y213 OFF – Elettrovalvola abilitazione circuito chiuso argano posteriore: Insieme a Y216 OFF, permette di ripristinare la comunicazione tra l'alimentazione del circuito chiuso e l'argano posteriore tramite il blocco switch. Le dinamiche del circuito sono ripristinate come quelle esposte nelle sequenze di movimentazione degli argani in circuito chiuso del *sottoparagrafo 3.3.1*;

Y216 OFF – Elettrovalvola chiusura alimentazione circuito chiuso argano posteriore: Vedi Y213 OFF;

Y215 OFF – Elettrovalvola abilitazione galleggiamento argano posteriore ramo salita: Interrompe la comunicazione del ramo di salita del motore idraulico con il ramo di contropressione;

Y231 OFF – Elettrovalvola abilitazione galleggiamento argano posteriore ramo discesa: Interrompe la comunicazione del ramo di discesa del motore idraulico con il ramo di galleggiamento;

Y196 OFF – Elettrovalvola messa a scarico pompe galleggiamento: Disattiva la comunicazione tra il gruppo di alimentazione e il gruppo di regolazione e controllo del circuito aperto.

06.4 ArPost vs ArAnt - Scambio movimentazione del modulo in galleggiamento da argano posteriore ad argano anteriore

Sequenza da soddisfare per cambiare la movimentazione del modulo da argano posteriore ad anteriore durante le fasi operative in galleggiamento

IF

Discesa modulo in galleggiamento (*04 ArPost*) – soddisfatto (TRUE);

AND

Selettore selezione argano di lavoro in idrofresa (SA78) – selezione argano anteriore (POS. 1). Se all'interno della sequenza *05 ArPost* viene soddisfatto unicamente questo stato senza che siano stati rilevati errori alle valvole e tensioni della fune non idonee al galleggiamento, allora si soddisfa la presente sequenza.

=

Scambio movimentazione del modulo in galleggiamento da argano posteriore ad argano anteriore

$$04ArPost(TRUE) \cdot SA78(POS.1) = 06ArPost(TRUE)$$

OUTPUT

Y8 OFF – Elettrovalvola sfreno argano posteriore: Disattivando il segnale, si inserisce il freno all'argano posteriore;

YE48 OFF – Elettrovalvola attivazione galleggiamento: Non si effettua più alcuna regolazione nella velocità di discesa del modulo. L'azione congiunta con il bloccaggio dell'albero del motore idraulico riporta al funzionamento oleodinamico della sequenza *02 ArPost*.

Dopo 1s dall'emissione dei segnali di output, si soddisfa la sequenza *02ArAnt* che vede il circuito oleodinamico dell'argano anteriore configurarsi come quello del posteriore sintetizzato nelle *figure 3.24 e 3.25*.

03.5 ArPost - Sfreno argano posteriore

Sequenza da soddisfare per ripristinare le condizioni di lavoro dopo il blocco temporaneo del galleggiamento, una volta soddisfatta la sequenza 05 ArPost.

IF

Blocco del galleggiamento temporaneo (05 ArPost) – soddisfatto (TRUE);

AND

Argano posteriore spegne galleggiamento – non soddisfatto (FALSE). Il blocco temporaneo del galleggiamento non è causato da guasti che richiedono manutenzione, ma o da errori risolvibili con procedure specifiche o da movimentazioni errate che hanno messo in sicurezza la macchina;

AND

Ripristino degli stati assunti in 03 ArPost – soddisfatto (TRUE);

Accertato attraverso i seguenti stati da soddisfare nuovamente:

Argano posteriore in condizioni di galleggiamento – soddisfatto (TRUE);

A sua volta, verificato dai seguenti stati:

- ◇ Selettore selezione argano di lavoro in Idrofresa (SA78) – selezione argano posteriore (POS. 0);

AND

- ◇ Errore Valvole (ErrVal) – nessun errore alla valvola (OFF);

AND

- ◇ Controllo tensionamento da DMS argano Posteriore (ArPostDMS) – il sistema di controllo rileva una tensione alla fune dell'argano idonea per il galleggiamento (OK).

AND

Finecorsa Fine Fune Argano Posteriore (SF28) – Il tratto di fune dell'argano posteriore non ha raggiunto lo svolgimento massimo (OFF);

AND

Abilitazione galleggiamento da DMS – Fornire i consensi di ripresa galleggiamento da interfaccia DMS (OK);

=

Sblocco del galleggiamento

$05ArPost(TRUE) \cdot Spegn.Gall.(FALSE) \cdot RipristinoCondizioni(TRUE) \cdot$
 $\cdot SF28(OFF) \cdot DMS(OK) = 01GallStart1$

OUTPUT

Y8 – Elettrovalvola sfreno argano posteriore: Attivando il segnale, si disinserisce il freno dell'argano posteriore.

Le dinamiche del circuito oleodinamico saranno identiche a quelle esposte nella sequenza *03 ArPost*.

Capitolo 4

Modellazione e Simulazione del Sistema di Movimentazione dell'Unità Fresante

Questo capitolo conclusivo è dedicato alla descrizione dettagliata dell'implementazione di tutti i componenti essenziali del cinematismo e delle due tipologie di circuiti oleodinamici che compongono il sistema di movimentazione dell'unità fresante. L'obiettivo primario è duplice: da un lato, confermare l'operatività prevista nella fase di progettazione e, dall'altro, sviluppare un modello di simulazione che rispecchi fedelmente il comportamento del sistema reale. Tale modello rappresenta uno strumento cruciale non solo per estrapolare informazioni utili a migliorare l'efficienza del sistema, ma anche per prevedere scenari operativi al limite delle funzionalità.

Per raggiungere questi obiettivi, si è scelto di sviluppare due distinti modelli di simulazione: uno per il circuito chiuso e uno per il circuito aperto. Questo approccio, sebbene non rispecchi la struttura reale della macchina, si dimostra strategico per semplificare la gestione nel software di simulazione Amesim, riducendo la complessità legata alla contemporaneità dei comandi necessari per il coordinamento dei componenti. Inoltre, tale distinzione consente di focalizzarsi in modo più approfondito sulle problematiche specifiche di ciascun circuito, superando i limiti intrinseci del software e delle caratteristiche implementabili. Tuttavia, è importante sottolineare che, data l'assenza di una comunicazione diretta tra i due circuiti nel modello simulativo, non è possibile analizzare nel dettaglio alcune delle fasi più

critiche, come lo scambio operativo tra il circuito chiuso e quello aperto durante le sequenze di galleggiamento.

Nonostante questi limiti, i modelli sviluppati risultano molto simili alle dinamiche riscontrate nei sistemi reali grazie alla prelevazione di informazioni utili dal sistema di controllo DMS di una SC 130 Tiger Plus operante, permettendo una convergenza dei modelli di simulazione al sistema reale. Tale corrispondenza conferisce al modello una validità sufficiente per studiare in modo approfondito le dinamiche del sistema e proporre eventuali miglioramenti in ottica operativa e progettuale.

4.1 Cinematismo e Sistemi Meccanici

La creazione del modello di simulazione avrà inizio con l'implementazione dei componenti della libreria meccanica del software Amesim. Tali componenti rappresentano i sistemi meccanici comuni a monte e a valle di entrambe le tipologie dei sistemi oleodinamici. La loro influenza è uniforme, rendendo necessaria un'attenta valutazione dei parametri fondamentali per una corretta implementazione nel software di simulazione.

La determinazione di questi parametri si basa principalmente sulla consultazione della documentazione tecnica aziendale. Tuttavia, nei casi specificati, è necessario fare riferimento a materiali esterni all'azienda per integrare le informazioni mancanti.

Va sottolineato che l'implementazione completa di tutti i parametri di un modello risulta spesso molto articolata; di conseguenza, i parametri esplicitamente dichiarati rappresentano quelli che si discostano dai valori di default. I parametri non specificati, invece, mantengono valori predefiniti.

4.1.1 Cinematismo ed Entità del Carico Esterno

Il primo componente da caratterizzare è l'unità fresante, scelta nella taglia SH-40 quindi con peso nominale di 40 tonnellate. Questa unità è rappresentata nell'ambiente Amesim tramite il seguente modello:



MECMAS21: il modello considera spostamenti lungo una dimensione, delimitati da finecorsa impostati, e include l'eventuale presenza di attriti radenti.

Figura 4.1: Modello MECMAS21

Le principali caratteristiche del modello sono riportate nell'immagine sottostante

Title	Value	Tags	Unit	Name
# Velocità modulo	0		m/s	v1
# Profondità modulo attuale	x1		m	x1
use friction	no			useFriction
endstop type	ideal			stoptype
mass	40		tonne	mass
inclination (+90 port 1 lowest, -90 port 1 highest)	90		degree	theta
▶ <input type="checkbox"/> endstops				

Figura 4.2: Parametri modulo fresante

La parametrizzazione della profondità del modulo attuale, configurabile tramite il Setup dei parametri globali, esposto in *figura 4.7*, semplifica l'implementazione della lunghezza iniziale dei tratti di fune a sbalzo dei due argani, raccordati al bozzello girevole.

Il modello di massa consente il collegamento, attraverso due porte, a ulteriori modelli in grado di trasmettere forze, spostamenti, velocità ed accelerazioni. Ad una porta viene connessa una fonte di forza nulla, rappresentante l'estremità del modulo a contatto o meno con il terreno. All'altra estremità, invece, è compatibile un modello che simula l'inversione della direzione della fune tramite il bozzello girevole. In tale contesto, il parametro inclinazione risulta un parametro fondamentale da definire come in *figura 4.2* coerente con il cinematismo reale. Quindi, la porta collegata alla fonte di forza deve essere posizionata nel punto più basso. Alla porta libera della massa viene quindi collegato il seguente modello:

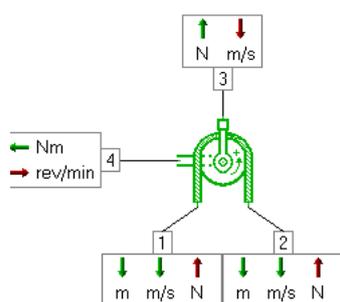


Figura 4.3: Modello RSHE001

RSHE001: modello compatibile con le funzionalità previste dal bozzello girevole, che consente lo scorrimento della fune all'interno della gola. Questo garantisce sia il sostegno del modulo, sia la sua movimentazione attraverso la rotazione del bozzello. Inoltre, permette una seconda inversione della fune, necessaria per il tiro in seconda del cinematismo. Alla porta libera del corpo del bozzello è connesso il modello MECRL0, che include il momento d'inerzia del componente, descritto nel modello di *figura 4.9*.

L'unico parametro richiesto da questo componente è il diametro della puleggia, che influisce principalmente sulla determinazione della velocità tangenziale della fune. Pertanto, il diametro più adatto è quello primitivo, pari a 648 mm.

In base al lato della fune considerato, il sistema di movimentazione risulta praticamente simmetrico, a eccezione delle diverse lunghezze dei tratti. Tra queste, quella relativa all'organo posteriore è la più lunga, come precedentemente illustrato nella *figura 3.1*.

Come si è evidenziato in *figura 2.56*, relativa alla configurazione delle carrucole di rinvio nella testata del braccio, ciascuna coppia di carrucole, una per ogni tratto di fune, è progettata per deviare la direzione della fune di 90° , consentendo complessivamente un'inversione di 180° . Il modello idoneo per rappresentare questa configurazione è il seguente:

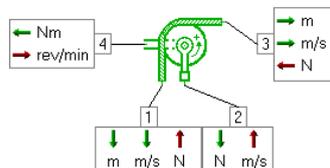


Figura 4.4: Modello RSHE002

RSHE002: Questo modello, attraverso la sua rotazione, consente il movimento della fune all'interno della sua gola. Alle porte libere connesse al corpo centrale della carrucola sono associati due componenti: un'inerzia, con considerazioni analoghe a quelle del bozzello girevole, e una fonte di velocità nulla.

Questa configurazione indica che le carrucole devono esclusivamente ruotare, senza la possibilità di traslazione. Come per il bozzello girevole, il parametro richiesto dalla simulazione riguarda il diametro primitivo, corrispondente a 748 mm.

Infine, a monte dell'intero cinematismo si trovano gli argani, i componenti che, grazie alla loro rotazione, permettono di avvolgere o svolgere la fune necessaria al cinematismo. Il software dispone di un componente dedicato a tale funzione, identificato come:

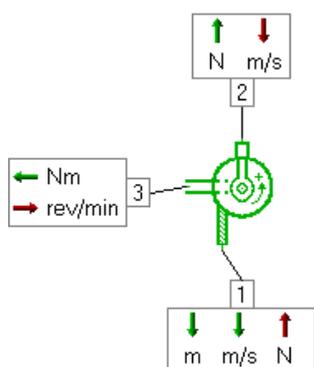


Figura 4.5: Modello WINCH01

WINCH01: Questo modello è progettato per avvolgere o svolgere la fune del cinematismo lungo una dimensione. Include gli stessi elementi delle carrucole di rinvio, garantendo che la rotazione avvenga senza traslazione. Le caratteristiche richieste da questo componente coincidono con quelle già definite per gli altri due modelli rotativi del cinematismo, ossia il diametro primitivo. Poiché l'organo avvolge la fune su più strati, e il numero di strati nel sistema reale non è noto (né il modello considera tale fenomeno), si assume come diametro primitivo quello del primo strato di fune, pari a 836 mm.

Le porte relative alla fune nei componenti descritti risultano libere e devono essere collegate a un modello specifico, ovvero:



MECROPE0: Questo modello permette di considerare l'interasse tra i vari componenti rotativi, date le sensibili distanze non trascurabili. Questo approccio evita le limitazioni derivanti da un collegamento diretto, implementando invece un sistema massa – molla – smorzatore per simulare le dinamiche della fune. Tale configurazione permette di considerare la cedevolezza della fune e i gradi di libertà definiti dalla quantità di nodi (masse) selezionati.

Figura 4.6: Modello MECROPE0

Nel caso degli interassi, va osservato che:

- Gli interassi tra l'argano e la prima carrucola di rinvio, e tra la prima e la seconda carrucola di rinvio, rimangono costanti.
- L'interasse tra la seconda carrucola di rinvio e il bozzello del modulo varia proporzionalmente alla profondità del modulo. Questa variabilità giustifica la scelta di parametrizzare la lunghezza iniziale dei tratti di fune.

Name	Title	Value	Unit
L0p	Lunghezza iniziale fune AP	x1+3+7.09	m
L0a	Lunghezza iniziale fune AA	x1+3	m
x1	Profondità modulo attuale	...	m

Figura 4.7: Parametrizzazione lunghezze funi a sbalzo

Nella presente simulazione si decide di trascurare l'effetto dell'inerzia della fune. Pertanto, il numero di nodi è impostato a zero, trasformando il modello di fune in un sistema massa – smorzatore, da cui si richiedono i seguenti parametri:

- Stiffness of unit length of rope [N/mm]
- Viscous friction of unit length of rope [N·s/mm]

Per estrapolare questi valori, si consulta il catalogo del fornitore.

Tuttavia, per il valore relativo allo smorzamento viscoso non sono disponibili informazioni sufficientemente dettagliate; di conseguenza, si decide di mantenere il valore predefinito del parametro nel software.

Per quanto riguarda il secondo valore, legato alla rigidità, il fornitore *Diepa* propone il seguente metodo per calcolare l'allungamento assiale della fune. La relazione coinvolge i seguenti parametri: lunghezza del tratto di fune da considerare (l) in mm; il carico applicato alla fune (N) in N; modulo di elasticità (E) in N/mm²; sezione dell'anima metallica (A) in mm².

L'allungamento della fune, indicato come ϵ , in mm, è calcolabile tramite l'equazione 4.1:

$$\epsilon = \frac{N \cdot l}{E \cdot A} \quad (4.1)$$

Successivamente, invertendo la legge di Hooke con l'ipotesi di regime elastico lineare, è possibile determinare la costante elastica (k) in N/mm, che mette in relazione il carico applicato N e l'allungamento ϵ , come descritto dall'equazione 4.2:

$$k = \frac{N}{\epsilon} \quad (4.2)$$

Dimensionalmente, il dato da implementare è quello ottenuto tramite l'equazione 4.2. Tuttavia, la definizione del parametro fa riferimento ad una rigidità per unità di lunghezza, questione che porterebbe a valutare il parametro moltiplicandolo per la lunghezza di fune considerata. Seguendo però una coerenza dimensionale del software, la fune si comporta con estrema cedevolezza.

Questa ambiguità, è stata risolta attraverso supporto tecnico Bsim, che ha confermato l'applicazione del parametro determinato in equazione 4.2, moltiplicato per la lunghezza del tratto di fune considerato.

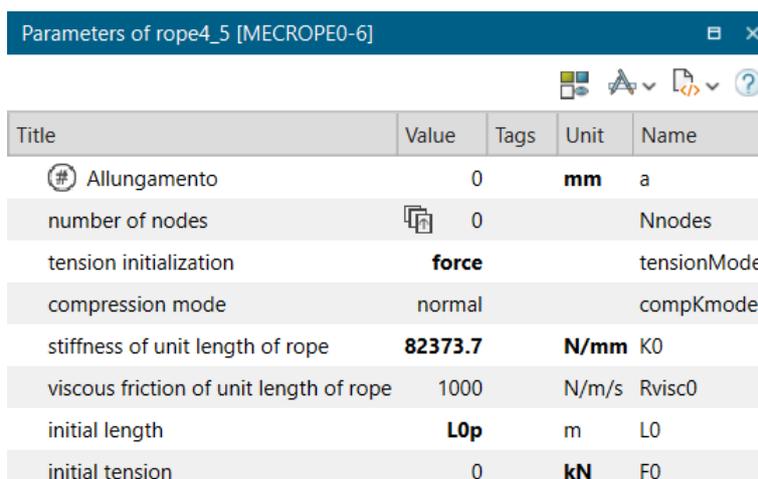
Quindi, considerando un carico teorico al bozzello pari al peso dell'unità fresane, stimato a 40 t, distribuito equamente a 20 t per tratto di fune, per le proprietà ottenute con un sistema di tiro in seconda, la lunghezza della fune dell'organo posteriore come in figura 4.7 aggiunta di una profondità del modulo corrispondente a 50 m (x_1 di figura 4.7 = 50 m), ed i dati di tabella 4.1 indicati dal fornitore:

Tabella 4.1: Dati fune Diepa

Dati fornitore	
Area fune ($\varnothing 36$) [mm ²]	1017.87
Coefficiente di riempimento	0.7357
Anima metallica [mm ²]	748.85
Modulo di elasticità [N/mm ²]	110000

L'equazione 4.1 fornisce un allungamento pari a 145.9 mm.

Successivamente, applicando l'equazione 4.2 e moltiplicando per la lunghezza del tratto di fune, si ottiene come rigidità per unità di lunghezza il dato esposto in figura 4.8:



Title	Value	Tags	Unit	Name
# Allungamento	0		mm	a
number of nodes	0			Nnodes
tension initialization	force			tensionMode
compression mode	normal			compKmode
stiffness of unit length of rope	82373.7		N/mm	K0
viscous friction of unit length of rope	1000		N/m/s	Rvisc0
initial length	L0p		m	L0
initial tension	0		kN	F0

Figura 4.8: Parametri fune

Applicando lo stesso metodo a tutti i tratti di fune, si ottengono risultati simili. Nei tratti compresi tra l'argano e la prima carrucola di rinvio, e tra la prima e la seconda carrucola di rinvio, la lunghezza della fune rimane invariata durante la movimentazione, come riportato in *tabella 4.2*. Di conseguenza, anche la rigidità complessiva della fune si mantiene costante, diversamente dai tratti di fune a sbalzo, in cui essa varia.

Tabella 4.2: Lunghezze fisse tratti di fune, espresse in m

Tratto	Argano Anteriore	Argano Posteriore
Argano - 1°carrucola	15.5	22
1°carrucola - 2°carrucola	2.7	1.7

Le inerzie da collegare agli organi volventi rappresentano l'opposizione al moto rotativo, determinata tramite il momento d'inerzia delle stesse. Per semplificare il calcolo, carrucole, bozzello e argani sono idealizzati come dischi cavi. Il momento d'inerzia rispetto all'asse di rotazione I_Z mette in relazione il valore del raggio interno R_1 , quello del raggio esterno R_2 e la massa dei componenti m determinabile come l'equazione 4.3:

$$I_Z = \frac{1}{2}m(R_1^2 + R_2^2) \quad (4.3)$$

I cui parametri e valori del momento d'inerzia sono racchiusi in *tabella 4.3*

Tabella 4.3: Momenti d'inerzia elementi volventi

Componente	m [kg]	R_1 [m]	R_2 [m]	I_Z [$kg \cdot m^2$]
Argani (x2)	3440	0.3	0.425	465.5
Carrucole (x4)	73.8	0.05	0.355	4.78
Bozzello	216.5	0.1	0.325	12.5

I momenti d'inerzia così determinati vengono aggiunti ai modelli in oggetto attraverso la connessione alla porta prevista per contemplare questo parametro. Il modello in oggetto è:



MECRL0: Questo modello consente di contemplare un momento d'inerzia dei componenti in rotazione.

Figura 4.9: Modello MECRL0

Le connessioni alle porte dei modelli finalizzati alla sola rotazione, viene quindi effettuata nel seguente modo:

- Porta 2: collegata a un generatore di coppia nullo;
- Porta 4: collegata al modello dell'inerzia rotazionale.

L'estremità opposta del modello di inerzia è connessa a un generatore di coppia nulla, garantendo che l'inerzia considerata sia riferita esclusivamente al componente in analisi.

4.1.2 Alimentazione ed Utenza Meccanica

Rimanendo coerenti con il percorso del sistema di movimentazione, l'argano dovrebbe essere direttamente collegato al motore idraulico. Tuttavia, è necessario implementare un sistema meccanico di freno di stazionamento, sia per consentire l'utilizzo alternato degli argani sia per garantire il funzionamento del sistema di movimentazione dell'unità, come previsto da progetto.

In assenza della libreria "Hydraulic Design", che permetterebbe l'implementazione del freno di stazionamento come un attuatore oleodinamico, l'alternativa è rappresentata dal modello:

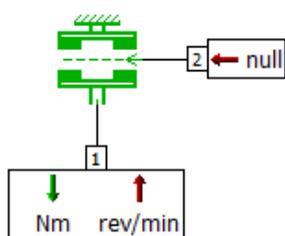


Figura 4.10: Modello MECFR1R0A

MECFR1R0A: Questo modello consente, tramite un segnale di input alla porta 2, di applicare o meno un attrito all'albero collegato alla porta 1. L'implementazione di tale modello sarebbe inefficace se collegata in serie all'inerzia dell'argano. Tuttavia, tramite un collegamento in parallelo, come mostrato in *figura 4.11*, è possibile ottenere le seguenti funzionalità:

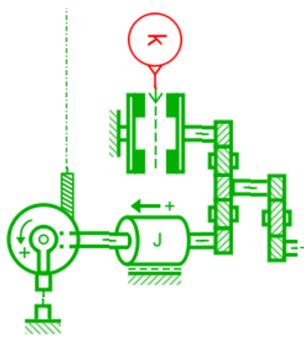


Figura 4.11: Modello alternativo al freno di stazionamento

- **Innestrato (segnale =1):** blocca la rotazione dell'albero dell'argano non coinvolto nella movimentazione dell'unità fresante, grazie a una coppia resistente della frizione sufficiente a contrastare la forza peso dell'unità;
- **Non innestrato (segnale =0):** consente la rotazione libera dell'argano senza influire sulla coppia richiesta al sistema oleodinamico.

Questo componente dispone di diversi modelli di attrito. Nella situazione analizzata, dove è richiesto in caso di innesto l'assenza di rotazione dell'argano, il modello più idoneo è il “reset integrator friction model”. Questo modello si distingue dal classico attrito coulombiano poiché contempla domini di attrito statico con possibili transizioni verso il dominio dinamico, come riportato in *figura 4.12*.

$$T_{frict} = \begin{cases} k_{rel} \cdot tetdif + rtors \cdot \omega 1 & \text{if } |tetdif| < dtrel \\ Tc \cdot sgn(\omega 1) & \text{if } |tetdif| \geq dtrel \end{cases}$$

$$k_{rel} = \frac{Ts}{dtrel}$$

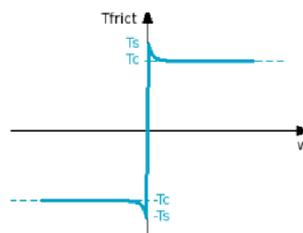


Figura 4.12: Modello matematico e funzione “reset integrator friction model”

Come riportato in figura, entrambi i modelli, distinguibili dalla condizione di esistenza di uno o dell'altro in funzione del valore “*tetdif*”, cioè l'angolo di rotazione, richiedono una rotazione dell'albero o della sua derivata per generare una coppia resistente. Pertanto, l'obiettivo dell'implementazione è minimizzare la rotazione dell'albero, mantenendola entro valori trascurabili.

L'implementazione dei parametri per la tipologia di modello di attrito scelto richiede di perseguire due obiettivi principali:

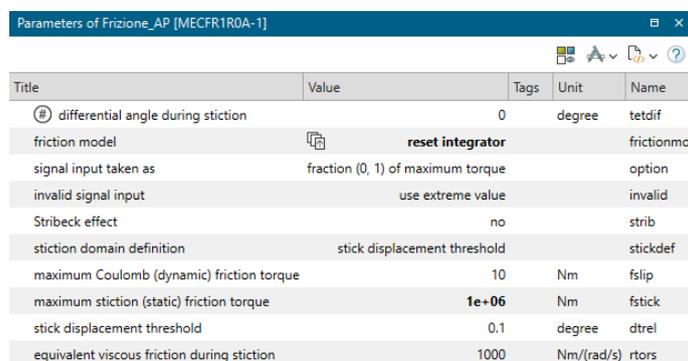
- **Mantenere il modello nel dominio statico:** in tal modo, si garantisce che la coppia resistente dell'organo sia proporzionale al parametro “*krel*”, il quale dipende dalla coppia resistente in regime statico T_S , come definito in *figura 4.12*;
- **Limitare l'angolo di rotazione dell'organo:** l'angolo deve rimanere il più piccolo possibile, rispettando il limite imposto dal parametro “*dtrel*”. Ciò si traduce in un bloccaggio efficiente dell'albero.

Una volta soddisfatte le condizioni per mantenere il modello di attrito nel dominio statico, è necessario garantire che la coppia resistente della frizione sia sufficientemente elevata per contrastare quella richiesta dal cinematismo. Con riferimento alla *figura 4.12* che definisce il parametro “*krel*”, questo risultato può essere ottenuto tramite:

- Aumento del valore di T_S ;
- Diminuzione del parametro *krel*.

La soluzione ottimale, per non appesantire il modello ed evitare possibili transizioni verso il regime dinamico, consiste nell'aumentare il valore della coppia resistente in regime statico. A tale scopo, il parametro T_S è fissato al valore massimo supportato dal software, garantendo così un bloccaggio efficace dell'albero dell'organo. Il parametro *dtrel*, invece, è mantenuto al valore di default, che risulta comunque conforme alle esigenze del sistema.

I dettagli delle caratteristiche implementate sono riassunti in *figura 4.13*.



Title	Value	Tags	Unit	Name
# differential angle during stiction	0		degree	tetdif
friction model	reset integrator			frictionmo
signal input taken as	fraction (0, 1) of maximum torque			option
invalid signal input	use extreme value			invalid
Stribeck effect	no			strib
stiction domain definition	stick displacement threshold			stickdef
maximum Coulomb (dynamic) friction torque	10		Nm	fslip
maximum stiction (static) friction torque	1e+06		Nm	fstick
stick displacement threshold	0.1		degree	dtrel
equivalent viscous friction during stiction	1000		Nm/(rad/s)	rtors

Figura 4.13: Parametri frizioni

Dopo la descrizione dell'implementazione del freno di stazionamento, si procede con il dimensionamento del motore. In fase di progettazione, è richiesto che l'albero collegato all'accoppiatore, già illustrato in *figura 3.3*, ruoti con una velocità costante di 1800 rpm. Questa situazione è implementabile utilizzando il modello:

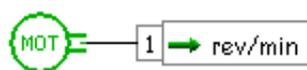


Figura 4.14: Modello PM000

M000: Questo consente di fissare la velocità dell'albero motore del sistema di pompe, indipendentemente dalla coppia trasmessa dalle pompe dei vari circuiti oleodinamici.

L'accoppiatore tra motore termico e gli alberi delle pompe deve essere compatibile con il modello di motore precedentemente descritto, che impone la velocità. Il modello adottato a questa configurazione è:

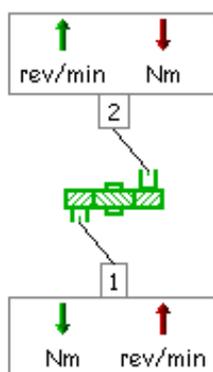


Figura 4.15: Modello RN000

RN000: Questo modello permette di ridurre o aumentare la velocità di rotazione dei componenti posti a valle, elaborando solo una velocità di rotazione in input, quella alla porta 1 corrispondente alla velocità dell'albero del motore termico. In questo modello il rapporto di trasmissione è definito come l'inverso di quello descritto in *equazione 3.2*, cioè, rapporta la velocità dell'albero utilizzatore con quello motore. Poiché questa trasmissione deve incrementare la velocità in uscita dal riduttore, e il rapporto di trasmissione dichiarato dal fornitore è pari a 0.8226, il parametro da impostare sarà il reciproco, ossia: $1/0.8226 = 1.21566$

Infine, viene implementato l'accoppiamento tra il motore idraulico e l'argano, rappresentato dai rotismi di *figura 3.7*. A differenza del modello precedente, questo accoppiamento deve considerare come input entrambe le velocità di rotazione degli alberi collegate a sé. Il modello compatibile idoneo è:

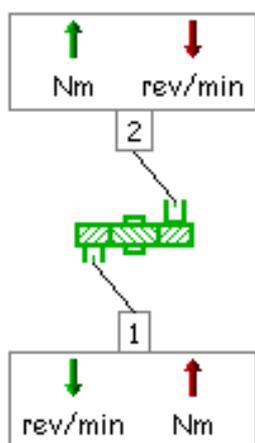


Figura 4.16: Modello RN001

RN001: Questo modello consente di ridurre o aumentare la velocità di rotazione degli alberi a seconda di quale albero impone la velocità. Se la trasmissione deve essere ferma per bloccare l'argano, la velocità è imposta dall'albero uscente dalla frizione. Se la trasmissione deve muoversi, la velocità è imposta dalla rotazione dell'albero del motore idraulico. Rispetto al modello RN000, qui il rapporto di trasmissione è coerente con quanto descritto nell'equazione 3.2. Pertanto, con un rapporto dichiarato dal fornitore pari a 136.36 e considerando una riduzione di velocità dell'argano, il valore da implementare è proprio quello fornito.

Non previsto nel sistema reale ma necessario per far funzionare il modello è lo sdoppiatore di coppie. Questo componente, già esposto in *figura 4.11* nella connessione in parallelo tra frizione e inerzia, ha il compito di trasferire le informazioni su velocità e coppie ai componenti oleodinamici o meccanici connessi a esso connessi.

Infine, l'ultimo modello necessario per la corretta simulazione del comportamento del cinematismo è quello che considera la forza di gravità, indispensabile per tenere conto della forza peso applicata dall'unità fresante.

I modelli meccanici descritti rappresentano il cinematismo comune ad entrambe le tipologie di sistemi oleodinamici, come illustrato in *figura 4.17*. Poiché verranno analizzati separatamente il circuito chiuso e il circuito aperto, i restanti componenti meccanici rimarranno comuni, con l'unica eccezione del numero di sdoppiatore connessi all'alimentazione meccanica.

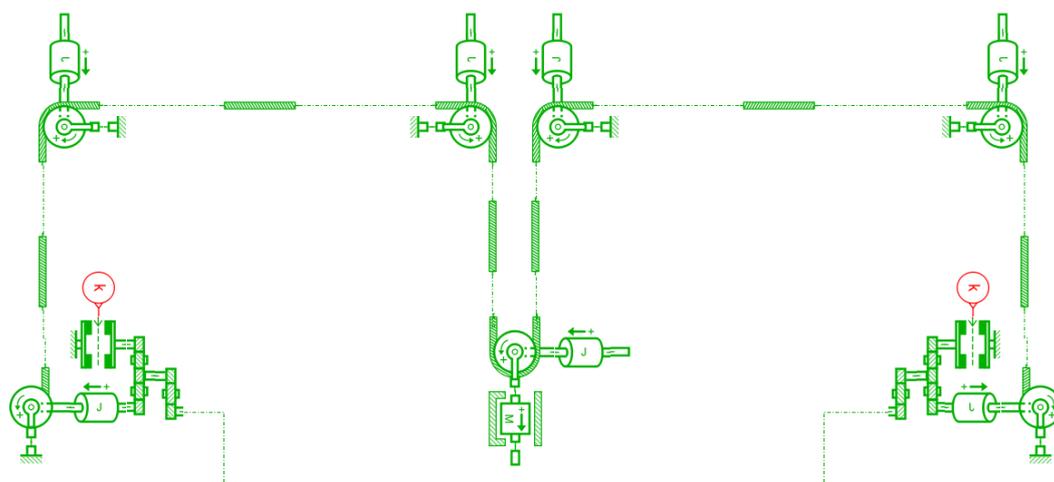


Figura 4.17: Modello di cinematismo

4.2 Circuito Chiuso

Come premesso, la caratterizzazione del sistema sarà descritta separando i componenti previsti per il circuito aperto e per quello chiuso. Tuttavia, i due circuiti condividono alcune caratteristiche comuni, come il collegamento al medesimo gruppo di utenze e lo stesso accoppiatore.

Il presente paragrafo si concentra sull'implementazione del circuito oleodinamico chiuso e dei componenti essenziali per una corretta simulazione delle fasi operative previste. A differenza del circuito aperto, che richiede il passaggio attraverso diverse fasi per realizzare correttamente la fase utile di lavoro, il circuito chiuso necessita di minori accorgimenti per ottenere le condizioni operative desiderate. Pertanto, si procede inizialmente con lo studio del circuito chiuso, consentendo così la stabilizzazione del cinematismo meccanico, il quale sarà portato a convergenza con il sistema reale mediante il sistema di monitoraggio integrato nella macchina, ovvero il DMS.

4.2.1 Implementazione Circuito Chiuso

Il primo modello da implementare in qualsiasi sistema oleodinamico da simulare riguarda le proprietà del fluido di lavoro. A tal punto, si necessita del modello:



Figura 4.18: Modello FP04

FP04: Questo modello consente di configurare manualmente o automaticamente tutte le proprietà del fluido di lavoro, inclusi modulo di comprimibilità, pressione di saturazione, e altre caratteristiche. È possibile indicizzare il modello nel caso siano previsti più oli nella simulazione. Nel caso in esame, è previsto l'utilizzo di un unico

olio con indice 0. Le escavatrici a fune impiegano un fluido di lavoro simile a quello disponibile nelle librerie del software Amesim, corrispondente a: ISO VG 46 oil – Mobil DTE Medium.

La configurazione delle proprietà avanzate tramite tabelle consente il caricamento di tutte le informazioni necessarie. Il modulo di comprimibilità sarà configurato come adiabatico, una scelta ideale per sistemi veloci dove compressioni ed espansioni avvengono rapidamente, impedendo lo scambio di calore con l'ambiente, come raccomandato da Amesim.

Il componente principale del gruppo di alimentazione del circuito oleodinamico è la pompa, il cui modello, coerente con le funzionalità previste nel *sottoparagrafo 3.2.1*, è:

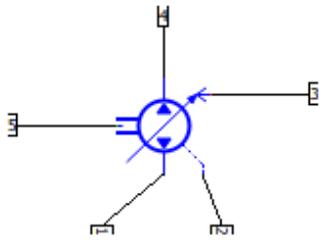


Figura 4.19: Modello HYDVPD0

HYDVPD0: Questo modello dirige la portata verso entrambe le porte del componente, cambiando di segno al segnale in ingresso alla porta 3. Il segnale può assumere valori compresi tra -1 e 1 che sarà poi moltiplicato con il valore di cilindrata massima disponibile del componente per permettere la parzializzazione della cilindrata con conseguente variazione della portata. Il componente inoltre permette l'implementazione di portate a serbatoio riconducibili ai drenaggi.

Il software permette anche di elaborare le informazioni riguardanti perdita di pressione, segno della cilindrata, impostabile dal segno del segnale in input, e senso di rotazione dell'albero motore, per determinare il funzionamento della pompa se come quello previsto o come motore, in linea con quanto previsto nel suo funzionamento, selezionando l'opzione "fractional displacement included in tables or expressions". La tabella a cui fa riferimento questa opzione è esposta in *figura 4.20*, sottolineando come la perdita di pressione è determinata come la pressione alla porta 4 sottratta della pressione alla porta 1.

Negative displacement $fracv < 0$			Positive displacement $fracv > 0$		
Inputs	$dp < 0$	$dp > 0$	Inputs	$dp < 0$	$dp > 0$
$w > 0$	Pump mode $f_{data}(-dp, w, -fracv)$	Motor mode $f_{data}(dp, -w, -fracv)$	$w > 0$	Motor mode $f_{data}(-dp, -w, fracv)$	Pump mode $f_{data}(dp, w, fracv)$
$w < 0$	Motor mode $f_{data}(-dp, w, -fracv)$	Pump mode $f_{data}(dp, -w, -fracv)$	$w < 0$	Pump mode $f_{data}(-dp, -w, fracv)$	Motor mode $f_{data}(dp, w, fracv)$

Figura 4.20: Tabella di riferimento pompe

La pompa prevista da progetto per il circuito chiuso è la pompa:

Rexroth A4VG175 EP2DP0B0, le cui caratteristiche principali necessarie per la simulazione sono espresse nella *figura 4.21*.

Da precisare che nel presente modello di simulazione, per tutti i componenti di conversione idraulica – meccanica si prevedono dei drenaggi (Q_d), associati arbitrariamente al 5% della portata elaborata nella determinata cilindrata imposta, attraverso l'equazione 4.4 che mette in relazione la cilindrata del componente considerato (V) e la velocità di rotazione dell'albero connesso (ω).

$$Q_d = (0.05 \cdot V) \cdot \omega \quad (4.4)$$

Nel caso delle pompe di argano anteriore e posteriore, che prevedono una parzializzazione della cilindrata, nell'espressione è incluso anche il parametro "fracv", rappresentante la percentuale di cilindrata utilizzata rispetto a quella massima elaborabile. Tale dettaglio è riscontrabile nell'espressione della portata di drenaggio di *figura 4.21*.

Title	Value	Tags	Unit	Name
index of hydraulic fluid		0		indexf
fractional displacement included in tables or expressions		yes		fracvintable
inputs for tables or expressions		f([dpl], w, [fracv])		vartables
maximum displacement		175.4	cc/rev displ	
▼ flow rates				
position of main flow rate measurement		standard		flowmeasure
filename or expression for main flow rate[L/min] = f(...)		abs(fracv*displ*w/1000)		filemainflow1
filename or expression for drainage flow rate[L/min] ...		abs(0.05*fracv*displ*w/1000)		filedrainflow1
▶ torque				
▶ advanced table settings				

Figura 4.21: Parametri pompe circuito chiuso

Attraverso l'approccio di implementare delle portate di drenaggio nel circuito chiuso, si necessita della pompa di sovralimentazione, rappresentata dal modello:

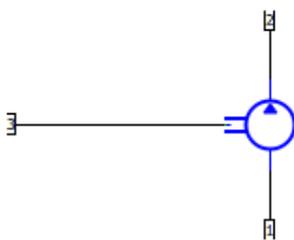


Figura 4.22: Modello PU001

PU001: Questo modello consente di generare una portata coerentemente all'equazione 3.3, fissando una cilindrata e utilizzando la velocità di rotazione dell'albero in uscita dall'accoppiatore.

Questo componente richiede unicamente il dato della cilindrata della pompa. Il modello previsto è ALPAA3A, che secondo specifiche del fornitore *Marzocchi pompe*, è configurata per il singolo stadio con una cilindrata nominale di 78 cc/rev.

Il componente accoppiato per il corretto funzionamento del circuito di sovralimentazione è costituito dalla valvola di massima, il cui modello è:



Figura 4.23: Modello RV010

RV010: Questo modello consente il passaggio dell'olio, dalla porta 2 alla porta 1, al raggiungimento della pressione di taratura.

Questo componente è previsto in diverse parti del circuito per limitare il valore di pressione massima, seguirà quindi:

- Valvola di massima circuito di sovralimentazione: Tarata a 30 bar, come indicato in *figura 3.8*, connessa al serbatoio tramite la porta 1;
- Valvole di massima circuito chiuso: Tarate a 380 bar, come indicato in *figura 3.8*, la cui porta 1 viene collegata al ramo del circuito opposto al ramo dove è connessa la porta 2 per consentire il ricircolo dell'olio nella linea a bassa pressione.

Successivamente, si procede con l'implementazione del motore idraulico, il quale, date le dinamiche del circuito, inverte il suo ruolo da motore a pompa. Pertanto, il modello è simile a quello scelto per la pompa, trattasi di:

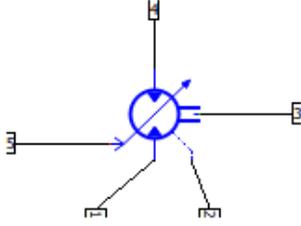


Figura 4.24: Modello HYDVMD0

HYDVMD0: Questo modello presenta implementazioni nel software identiche a quelle già descritte per la pompa. Tuttavia, il vincolo di dover distinguere il componente con funzione di pompa da quello con funzione di motore impone la selezione di un modello specifico. La tabella di riferimento, simile a quella utilizzata per la pompa, differisce per alcuni valori specifici, come mostrato in *figura 4.25*.

Negative displacement $fracv < 0$			Positive displacement $fracv > 0$		
Inputs	$dp < 0$	$dp > 0$	Inputs	$dp < 0$	$dp > 0$
$w > 0$	Motor mode $f_{data}(-dp, w, -fracv)$	Pump mode $f_{data}(dp, -w, -fracv)$	$w > 0$	Pump mode $f_{data}(-dp, -w, fracv)$	Motor mode $f_{data}(dp, w, fracv)$
$w < 0$	Pump mode $f_{data}(-dp, w, -fracv)$	Motor mode $f_{data}(dp, -w, -fracv)$	$w < 0$	Motor mode $f_{data}(-dp, -w, fracv)$	Pump mode $f_{data}(dp, w, fracv)$

Figura 4.25: Tabella di riferimento motori

Le caratteristiche dei motori *Rexroth A6VM250 EP2D* seguono le stesse considerazioni descritte per le pompe riguardo all'utilizzo di tabelle ed espressioni e alla gestione di portate di drenaggi descritte dall'*equazione 4.4*. La principale differenza è il valore della cilindrata massima, che per questi motori è pari a 250 cc/rev.

Per il circuito chiuso descritto nel *sottoparagrafo 3.2.1*, il collegamento tra il circuito di sovralimentazione e quello chiuso richiede l'implementazione di due valvole unidirezionali. Queste valvole garantiscono una corretta circolazione dell'olio durante le fasi operative previste, indirizzando la portata di sovralimentazione nel ramo di bassa pressione del circuito chiuso. È importante notare che, per il freno di stazionamento implementando nel modello attraverso un componente di frizione, l'input di controllo è trasmesso sottoforma di segnale elettrico. Pertanto, non è previsto un pilotaggio al freno mediante la circolazione di olio.

Sebbene il collegamento tra il circuito chiuso e quello aperto non sia trattato nel presente elaborato, è importante considerare gli effetti della loro interazione. La comunicazione alternata con i motori idraulici è gestita da elementi logici disposti nel blocco switch. Questi elementi introducono una perdita di pressione nei rami di alta e bassa pressione del circuito chiuso, che sarà tenuta in conto utilizzando il modello:



Figura 4.26: Modello HYDORF0

HYDORF0: Questo orifizio idraulico, fornendo le informazioni della caduta di pressione ad una determinata portata, associa una sezione di passaggio corrispondente (modello dP/Q) o tramite un coefficiente di efflusso che, fornendo le informazioni sulla sezione di passaggio permette di restituire una caduta di pressione (modello Cq).

Consultando le informazioni fornite da *ISO S.r.l.*, esposte in *figura 4.27 a sinistra*, il modello adottato è ICLI-32115. Con una portata nominale del circuito di 384 l/min, si fissano le caratteristiche esposte in *figura 4.27 a destra*, attraverso il modello di definizione più affine con le informazioni presenti (dP/Q).

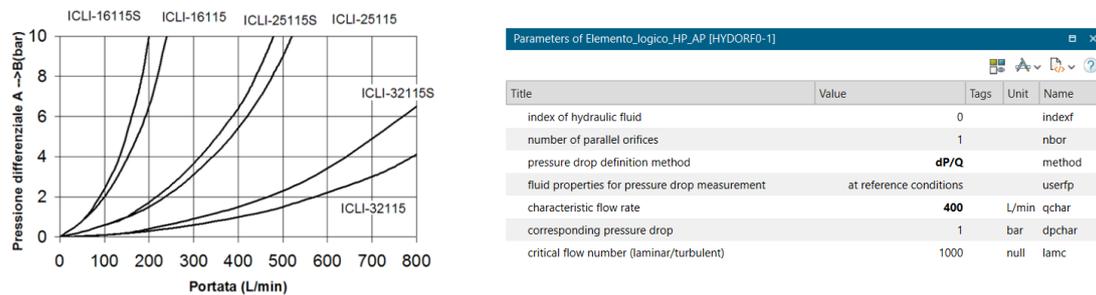


Figura 4.27: Caratteristiche elementi logici

Il collegamento dei vari componenti idraulici, coerentemente con il circuito chiuso previsto in fase di progettazione, è riportato in *figura 4.28*.

Si evidenzia che, tramite la funzione “Premier Submodel”, alcune parti del circuito richiedono la definizione delle caratteristiche delle tubazioni per consentire al software di elaborare le informazioni necessarie. In particolare, le caratteristiche da implementare, tengono conto della “wall compliance”, cioè della cedevolezza delle tubazioni che con il metodo “calculated wall bulk moduls” da cui si necessitano delle seguenti informazioni:

- Dimensione tubazione: 1-1/2” per tutte le linee principali di flusso dell’olio;
- Spessore tubazione: 9.15 mm, come indicato dal catalogo del fornitore *Goldensio*;
- Modulo di Young: poiché il fornitore non dispone di un’informazione così precisa, si segue la guida di Amesim, che indica come possibili valori del modulo di Young un intervallo tra 5.000 e 100.000 bar per tubazioni in gomma semplice o rinforzata. Per il modello di tubazione illustrato in *figura 4.29*, si adotta un valore arbitrario pari a 75.000 bar

Questi dettagli, sintetizzati in *figura 4.29*, sono integrati nella simulazione del sistema. Il modello oleodinamico implementato è illustrato in *figura 4.28*, mentre il modello di simulazione completo per il circuito chiuso è riportato in *figura 4.30*.

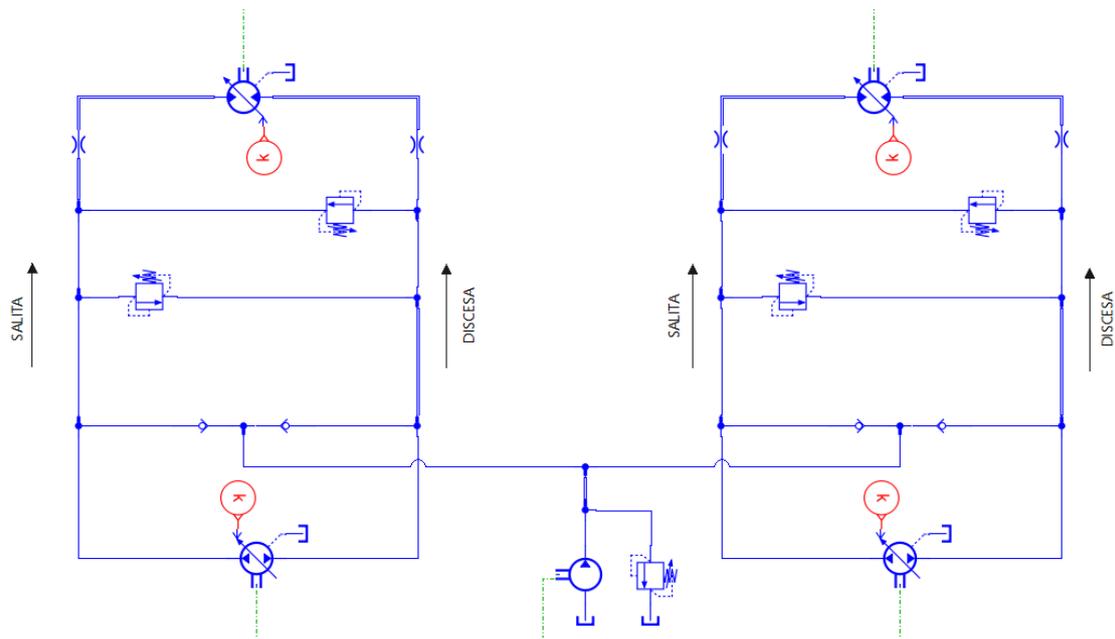


Figura 4.28: Modello oleodinamico di simulazione in circuito chiuso

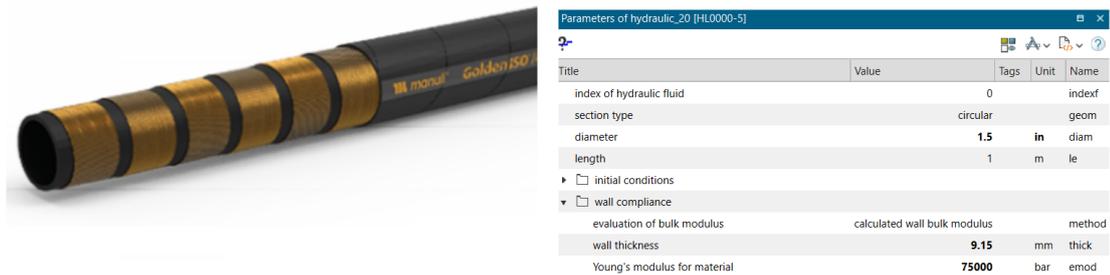


Figura 4.29: Caratteristiche tubazioni

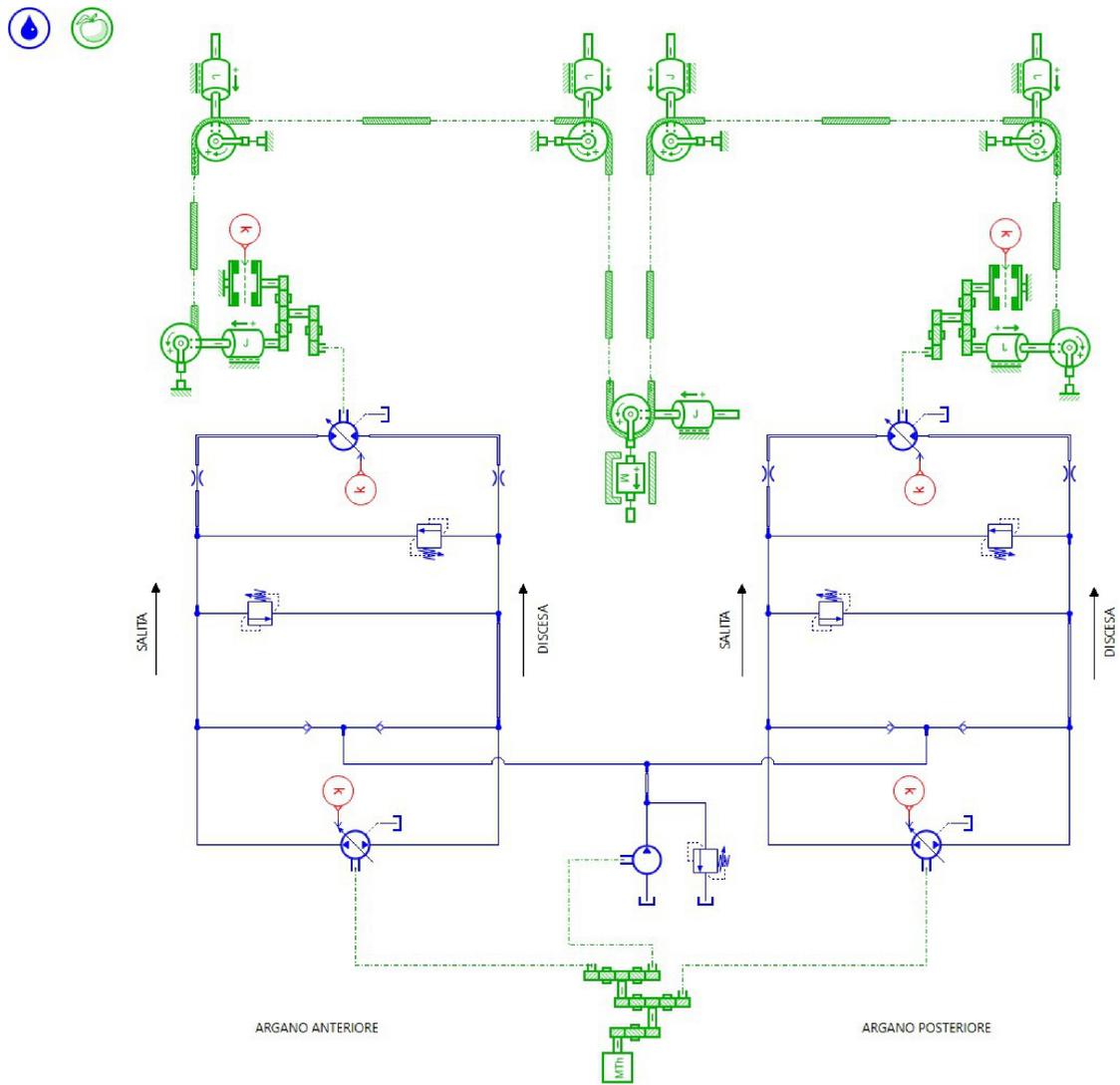


Figura 4.30: Modello completo di simulazione circuito chiuso

4.2.2 Simulazione e Convergenza con Sistema Reale

A questo punto, il modello dispone di tutti i parametri necessari per il funzionamento. Per simulare la movimentazione dell'unità fresante in circuito chiuso, è necessario fissare determinati input ai componenti che operano con i segnali. In particolare, i segnali devono essere coordinati per frizioni, motori e pompe come segue:

- **Motori:** Nelle sequenze operative previste per l'utilizzo del circuito chiuso in configurazione Idrofresa, non è prevista una modifica della cilindrata del motore, nemmeno nel motore connesso all'argano che deve rimanere fermo. Pertanto, i segnali per i motori degli argani anteriore e posteriore rimangono fissi a un valore di input corrispondente alla cilindrata massima, pari a 1;
- **Frizioni:** Il segnale dell'argano non movimentato viene impostato a 1, così da indicare alla frizione di reagire con la coppia resistente massima, in conformità al modello matematico riportato in *figura 4.12*. Viceversa, l'argano in movimento deve avere un valore di frizione pari a 0, indicando che la frizione non partecipa attivamente alle dinamiche del cinematismo;
- **Pompe:** Il valore e il segno dell'input giocano un ruolo cruciale nella simulazione. In accordo con la tabella che definisce il funzionamento delle pompe, di *figura 4.20*, per ottenere le diverse fasi di movimentazione si deve considerare quanto segue:
 - ◊ La velocità angolare fissata dal motore è sempre maggiore > 0 , sia per la convenzione del modello sia perché il motore è implementato per operare indipendentemente dal carico esterno;
 - ◊ La differenza di pressione $d_p = p_4 - p_1 = p_{\text{ramo salita}} - p_{\text{ramo discesa}}$ è sempre > 0 , come analizzato nel funzionamento idraulico delle sequenze operative.

Di conseguenza, il segnale della pompa deve rispettare le seguenti condizioni:

- ◊ Per salita modulo: segnale alla pompa > 0 ;
- ◊ Per discesa modulo: segnale alla pompa < 0 .

Il valore dell'input deve essere modulato secondo le esigenze descritte nelle sequenze operative in circuito chiuso, che qualitativamente limitano la velocità massima al 60%, pari a circa 8,5 m/min. Tuttavia, a causa delle perdite implementate nei componenti (che rappresentano qualitativamente quelle presenti nel sistema reale) e per la tipologia di valvola prevista da progetto non retroazionata, non è possibile mantenere una relazione diretta tra la limitazione a quel valore di velocità e l'apertura della valvola di regolazione di cilindrata. Per questa motivazione si è prevista l'implementazione del circuito aperto che deve operare a basse velocità e con un controllo delle portate più dettagliato.

Simulando una fase operativa di salita dell'unità tramite argano posteriore che:

- si distacca da un piano fittizio a 50 m, reso grazie all'implementazione dei fine corsa del modello rappresentante il modulo, traducibile in un appoggio dell'unità fresante sul terreno;
- opera con un segnale inviato alla cilindrata della pompa pari a 0.5, quindi che lo limita a metà cilindrata.

Il sistema reagisce come segue:

Si evidenzia una corretta implementazione del cinematismo di movimentazione, coerente con la funzionalità attesa. La salita del modulo avviene tramite l'avvolgimento della fune da parte dell'argano posteriore, con un richiamo della fune circa il doppio dello spazio percorso dal modulo, come previsto per un sistema con tiro in seconda. È possibile riconoscere che si tratta di un avvolgimento della fune dalla convenzione di rotazione dell'argano di *figura 4.30*.

L'argano anteriore rimane bloccato entro certi limiti accettabili, con oscillazioni dell'angolo di rotazione per valori praticamente impercettibili, come evidenziato in basso di *figura 4.31*.

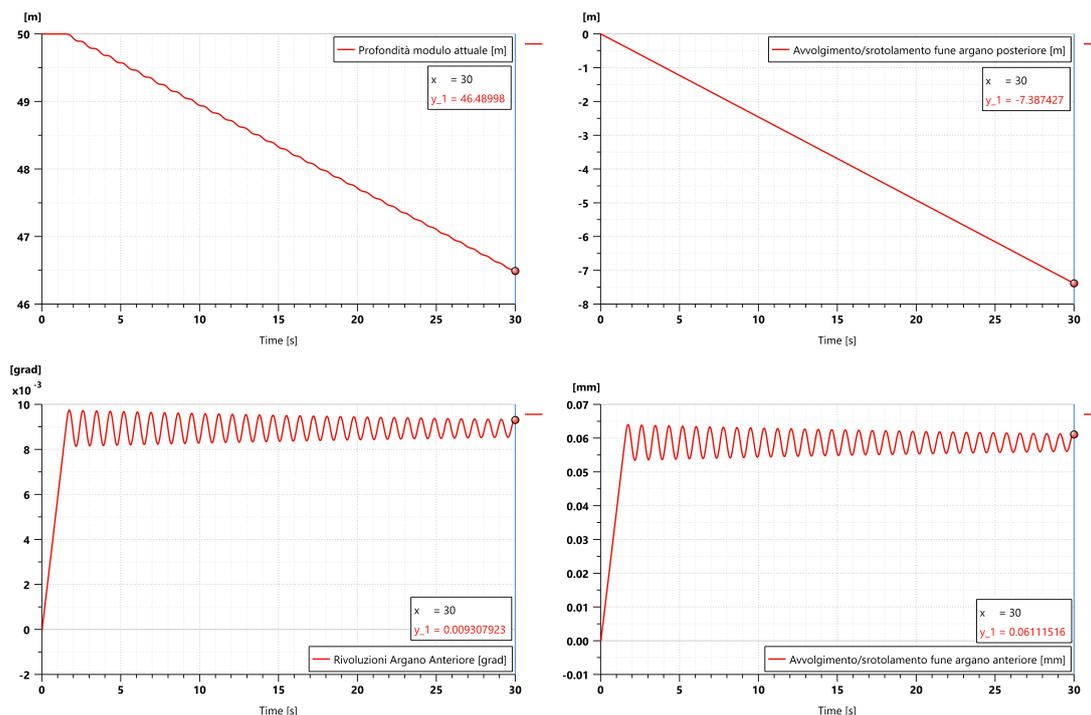


Figura 4.31: Risposta del cinematismo alla fase di salita unità fresante

Si osserva l'allungamento atteso della fune, confermando che nella fase di distacco del modulo l'allungamento avviene in prossimità del valore calcolato tramite l'equazione 4.1, come riassunto in *figura 4.32*.

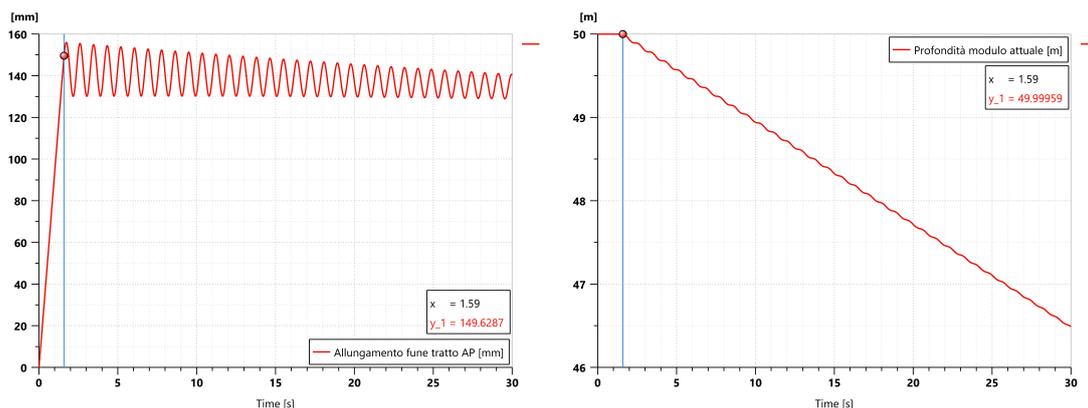


Figura 4.32: Allungamento atteso della fune durante la fase di salita con unità a 50 m sotto il piano campagna

Tuttavia, i risultati del modello di simulazione mostrano delle oscillazioni persistenti dell'angolo di rotazione dell'organo anteriore e dell'allungamento della fune del tratto a sbalzo. Queste oscillazioni sono attribuite alla presenza di una massa di 40 tonnellate da movimentare e a una configurazione sotto-smorzata del sistema. Le oscillazioni del sistema si riflettono sull'andamento della velocità dell'unità fresante, con frequenti accelerazioni e decelerazioni alternate (vedi *figura 4.33*). Sebbene non si registrino velocità positive (indicative di un'inversione del moto verso il basso), l'instabilità compromette il funzionamento corretto del sistema, fenomeno che non si riscontra nel sistema reale.

Il circuito oleodinamico, adattandosi all'entità del carico esterno, presenta oscillazioni di pressione finché non si stabilizza, compromettendo temporaneamente l'equilibrio del sistema. Una riduzione dell'ampiezza delle oscillazioni di velocità comporta una diminuzione delle oscillazioni di pressione, ma tempi superiori a 30 secondi per la stabilizzazione sono irreali.

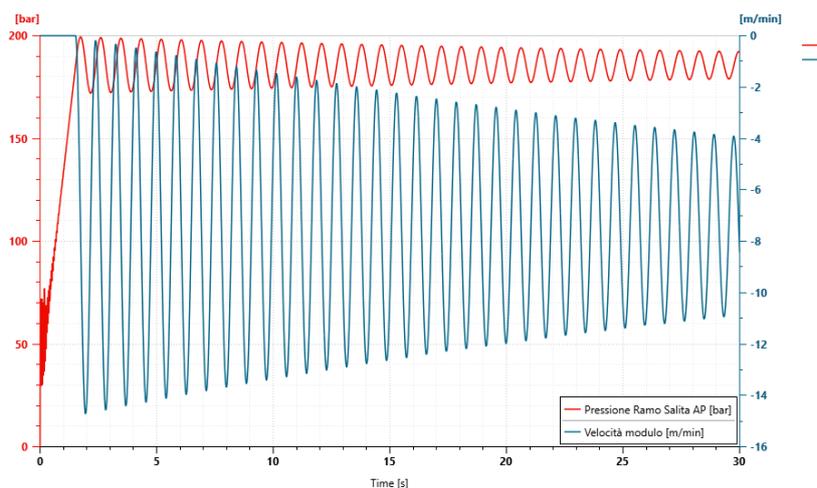


Figura 4.33: Fluttuazioni di pressione e velocità unità fresante

Il sistema a meno di stabilizzazioni necessarie da attuare funziona correttamente in merito alla canalizzazione della portata e alla corretta integrazione del circuito di sovralimentazione con quello chiuso, difatti cambiando semplicemente di segno al segnale che regola la cilindrata della pompa, c'è inversione della circolazione che permette la discesa del modulo, mantenendo la linea di alta pressione quella del ramo di salita, in valori di pressioni però differenti, come riportato in *figura 4.34*. Un altro fattore positivo è dettato dalle dinamiche della portata in ingresso al circuito che avviene sempre nel ramo di discesa, essendo questo quello sempre operante come linea di bassa pressione del circuito chiuso.

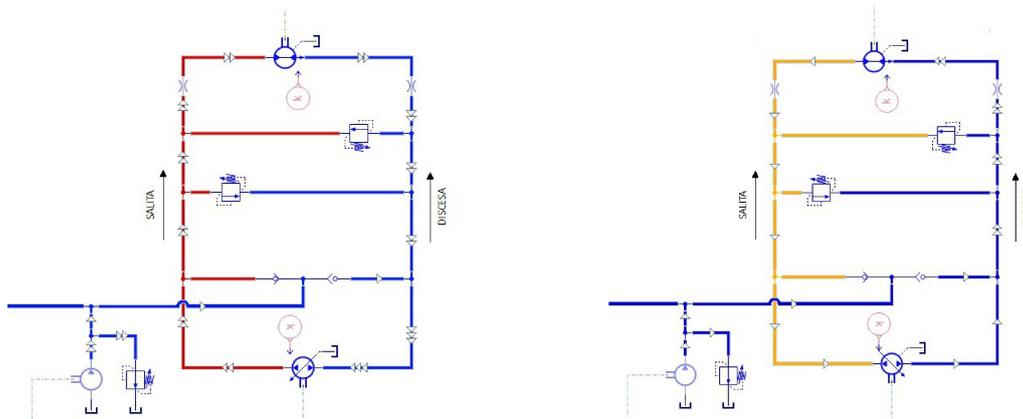


Figura 4.34: Circolazione olio nel circuito chiuso nella movimentazione in salita (sn) e discesa (dx)

Le opzioni per stabilizzare il sistema sono:

- Incrementare l'effetto smorzante della fune, aumentando il valore del parametro di attrito viscoso per unità di lunghezza. Tuttavia, ciò comporterebbe una divergenza tra il modello simulato e il sistema reale dal momento che non si hanno a disposizione queste informazioni;
- Incrementare gli attriti nei componenti in movimento, contribuendo alla stabilizzazione. Questo approccio richiede informazioni sperimentali su attriti e forze resistenti, che l'azienda non possiede. Tuttavia, è noto che un sistema oleodinamico è sensibile agli attriti, che richiedono un aumento della pressione per vincere le forze contrarie al moto.

Il secondo approccio è più indicato per la tipologia di dati a disposizione. Infatti, grazie ai dati trasmessi dal centro di monitoraggio e controllo della macchina, cioè il DMS, è possibile convergere a valori di pressione maggiori presenti nel sistema reale dal momento che i valori riscontrati in simulazione oscillano a valori inferiori di pressione.

L'approccio di stabilizzare il modello di simulazione tramite l'incremento di attriti risulta un ottimo compromesso per ottenere un sistema più simile alle dinamiche riscontrate nel sistema reale.

I dati di convergenza sono stati raccolti dalla macchina SC 130 Tiger operante nel cantiere di Piazza Venezia che, costituito dal sistema idraulico precedentemente riportato opera con un modulo fresante taglia SH-40.

Il periodo di monitoraggio risale al 17/01/2025 in una fascia oraria dalle 11:00 alle 13:30 in cui è previsto una movimentazione in circuito chiuso dell'unità fresante sia in salita che in discesa alternando l'utilizzo di argani da posteriore ad anteriore, come si può notare in *figura 4.35* relativa alla profondità del modulo fresante dal piano campagna.

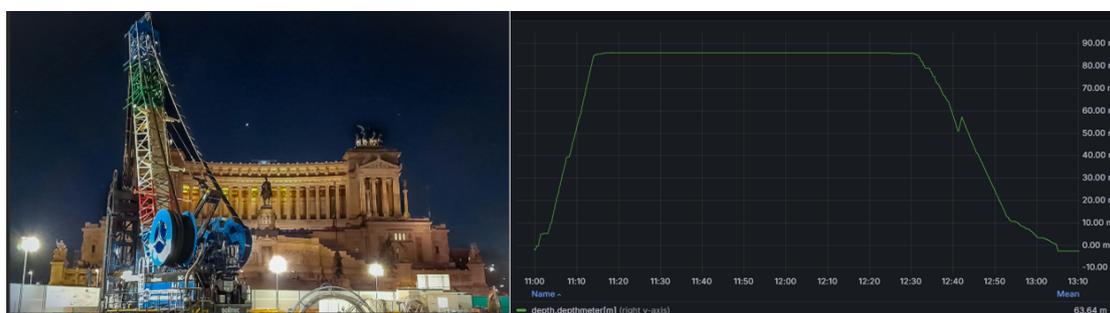


Figura 4.35: Periodo e movimentazioni monitorate della SC 130 Tiger Plus di Piazza Venezia, Roma [3] [12]

Analizzando la fase di salita dell'unità all'interno dello scavo, si possono rilevare due funzionamenti: salita automatica o manuale. Queste due opzioni si distinguono in base ai segnali inviati al Joystick, nel primo caso c'è un primo impulso del segnale con conseguente annullamento una volta soddisfatta la sequenza di funzionamento per la risalita automatica, come illustrato in *figura 4.36* a *destra*. Nel secondo caso il segnale non è stabile e continua ad oscillare per una impossibilità dell'operatore di mantenere ad un valore fisso l'inclinazione del Joystick, come visualizzato dalla linea verde chiaro in *figura 4.36* a *sinistra*.

Analizzando i vari dati, sono stati presi come parametri di convergenza le seguenti informazioni: Pressioni dei rami di salita di argano anteriore e posteriore, carico complessivo a cui l'intero cinematismo è soggetto (traducibile nel carico al bozzello girevole), velocità del modulo, profondità del modulo ed infine l'inclinazione del Joystick, utile a comprendere quale argano sta lavorando, dato che la movimentazione alternata dei due argani viene gestita da due Joystick distinti (AJ7 per posteriore; AJ8 per anteriore).

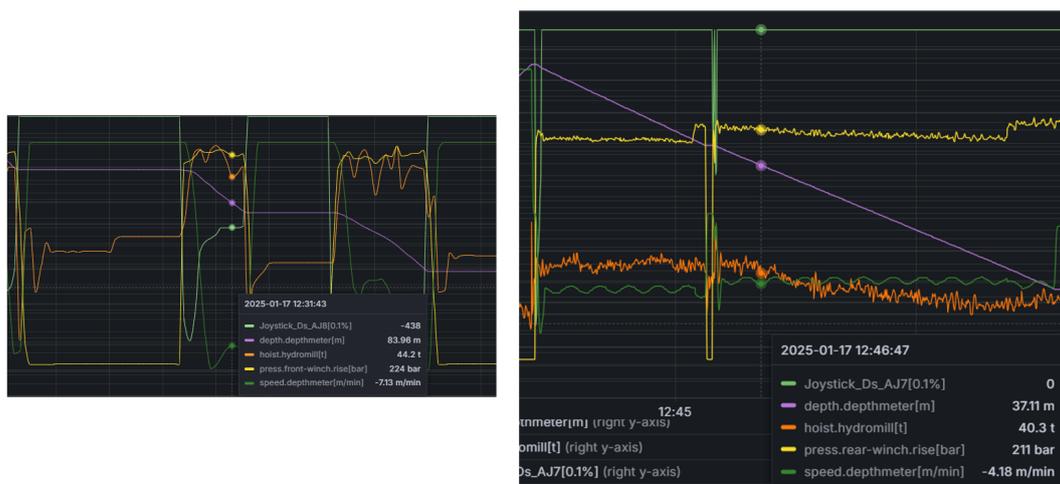


Figura 4.36: Salita manuale (sn), salita automatica (dx) [12]

Questi dati, racchiusi nella tabella di figura 4.37, forniscono una sensibilità alla variabilità dei valori misurati, considerata l'inerzia del sistema e l'estrapolazione di segnali continui in valori discreti.

Valori AA + AP (Salita e Discesa)		VALORI ESTRAPOLATI				
17-gen	Pressione Ramo Salita [bar]	Segnale Joystick [0,1%]	Velocità modulo [m/min]	Carico alla fune [t]	Profondità [m]	
12:30:24 - Movimentazione Salita AA da 85,78 m						
12:31:00	218	-693	-1,2	44,6	85,34	
12:31:02	227	-677	-7,42	44,4	85	
Dal secondo 04 al secondo 34 nessun segnale a valvola						
12:31:35	216	-883	-0,67	44,2	84,83	
12:31:41	228	-464	-7,93	45	84,32	
Da 31:47 a 32:02 nessun segnale a valvola						
La velocità al minuto 31:47 (quando non vi è segnale dal joystick) è di -6,12 m/min e torna a zero al minuto 31:49						
12:32:03	213	-941	0	43,7	83,66	
12:32:07	221	-765	-5,39	44,7	83,34	
12:32:12	221	-900	-4,81	44,4	83,02	
12:32:18	225	-767	-8,02	44,5	82,32	
Valori AA + AP (Salita e Discesa)		VALORI ESTRAPOLATI				
17-gen	Pressione Ramo Salita [bar]	Segnale Joystick [0,1%]	Velocità modulo [m/min]	Carico alla fune [t]	Profondità [m]	
12:42:04 - Movimentazione Salita AP da 57,15m						
12:42:17	204	0	-4,41	40,5	56,07	
12:42:33	204	0	-4,72	40,5	54,83	
12:46:47	211	0	-4,18	40,3	37,11	
13:04:42	256	-745	-6,19	46,3	0	

Figura 4.37: Parametri estrapolati da DMS per fase di salita unità fresante

Dai dati raccolti e dalle considerazioni esposte, i valori ai quali si ottiene una efficiente convergenza sono i seguenti:

- Per una velocità di 8.5 m/min, corrispondono all'incirca 225 bar, con un carico al bozzello di 44.5 t;
- Per una velocità di 4.5 m/min, corrispondono all'incirca 207 bar, con un carico al bozzello di 42 t.

Da tutte queste informazioni, si osserva che la pressione e il carico rilevato al bozzello durante la fase di salita sono proporzionali alla velocità. Questo dettaglio è coerente con l'operatività di un'unità fresante movimentata all'interno di uno scavo

immerso in un bagno bentonitico. La principale causa di attrito è quindi riconducibile alla resistenza viscosa del fluido bentonitico e alle situazioni di strisciamento del modulo contro le pareti dello scavo.

Per tradurre tali fenomeni nell'ambiente di simulazione, si implementano, nel modulo fresante e nelle inerzie degli organi volventi, delle resistenze viscosi. Si utilizza il parametro "coefficient of viscous friction", che restituisce una forza opposta al moto proporzionale alla velocità del modulo (nel caso di traslazioni) o alla velocità angolare (nel caso di rotazioni), la cui formulazione matematica è inclusa nella libreria meccanica del software, come indicato in *figura 4.38*.

$$F_{viscous} = -b \cdot v \quad (7.1)$$

where

- $F_{viscous}$ viscous friction force [N]
- b coefficient of viscous friction [N/(m/s)]
- v object velocity [m/s]

Figura 4.38: Equazione forze viscosi

Il valore del coefficiente dovrebbe essere determinato da sperimentazioni sui componenti del cinematismo. Poiché tali informazioni dettagliate non sono disponibili, si esegue uno studio parametrico per individuare i valori più idonei sia a stabilizzare il sistema sia a far convergere il modello di simulazione con quello reale.

Il primo passo prevede la parametrizzazione del coefficiente di attrito viscoso del modulo, come esposto in *figura 4.39*, seguita da un'analisi sugli organi volventi. Questo perché si riscontra una maggior influenza nella stabilizzazione delle oscillazioni andando a modificare il parametro relativo al modulo. Mentre, con il parametro legato alle rotazioni, si ha maggior influenza nell'aumento della pressione del ramo di salita. Pertanto, stabilizzando prima le oscillazioni e convergendo poi con il valore di pressione si ha maggior controllo nella corretta implementazione di questi parametri. Le simulazioni, di seguito esposte, sono eseguite con la cilindrata della pompa ridotta al 60% rispetto a quella massima.

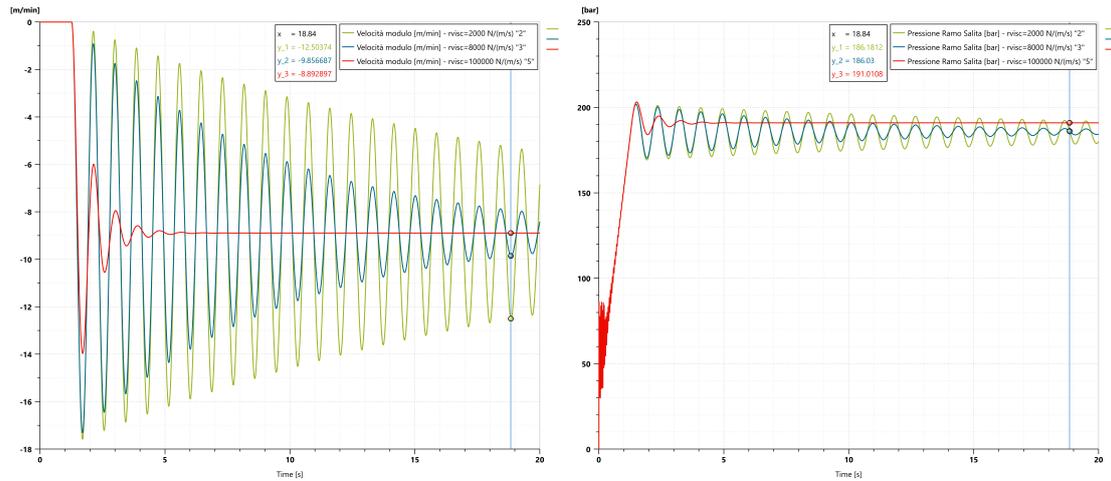


Figura 4.39: Parametrizzazione coefficiente di attrito viscoso modulo

Dalle prove ottenute, i seguenti valori implementati nei rispettivi modelli consentono una convergenza del modello con il sistema reale, il quale, presenta degli andamenti dei parametri come in *figura 4.36*:

- Coefficiente di attrito viscoso modulo: 350.000 N·s/m;
- Coefficiente di attrito viscoso organi volventi: 650 N·m·min/rev.

Le successive simulazioni effettuate con la funzionalità batch del software considerano come condizione iniziale il modulo appoggiato su un piano a 50 m di profondità, simulato però con diverse cilindrate imposte alla pompa. Si osservano i seguenti aspetti in *figura 4.40*:

- La cedevolezza delle tubazioni del sistema oleodinamico influisce sul tempo di distacco del modulo, generando un offset iniziale nell'asse dei tempi, in funzione della cilindrate imposta;
- A regime, i valori delle velocità presentano diverse inclinazioni nei diagrammi di profondità a causa delle diverse cilindrate imposte;
- Il valore della pressione del ramo di salita aumenta all'aumentare della velocità di movimentazione, coerentemente con l'implementazione dei fenomeni di natura viscosa.

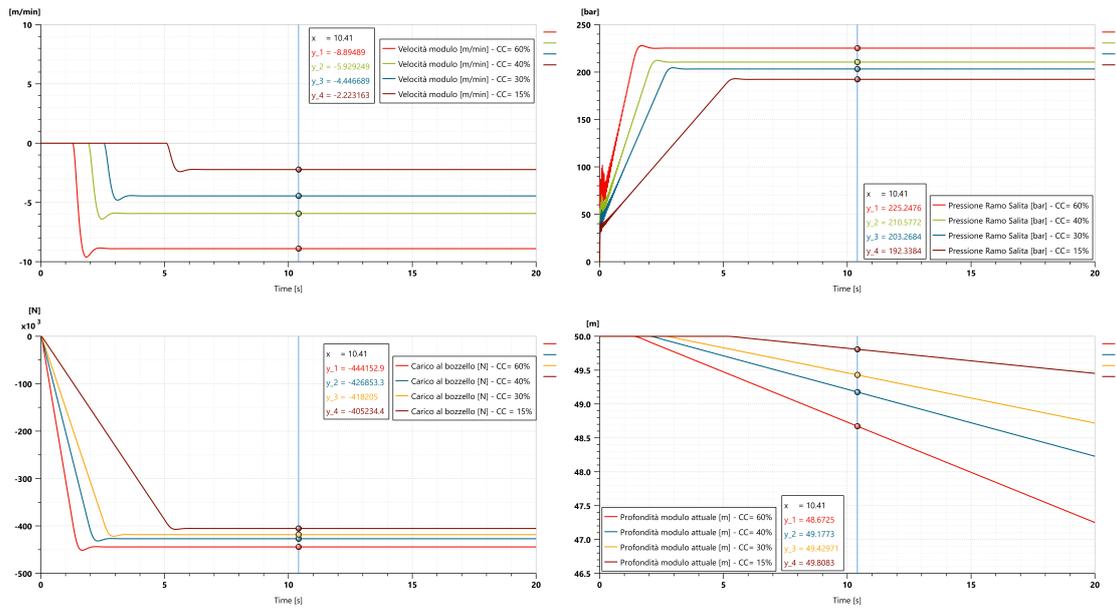


Figura 4.40: Prestazioni circuito chiuso per fase di salita in funzione della cilindrata della pompa

Lo studio conferma che questi valori di coefficienti permettono una convergenza soddisfacente tra il comportamento reale e il modello simulato per la fase di salita del modulo.

Un'analoga analisi viene condotta per la discesa dell'unità fresante. Sebbene il sistema sia già stabilizzato, lo studio considera gli effetti benefici del bagno bentonitico, che contrastano la caduta libera del modulo grazie a resistenze viscose e attriti radenti, le quali permettono al sistema di abbassare il valore di pressione di lavoro.

Verificando con simulazioni, lasciare i valori come quelli implementati nello studio della fase di salita comporta una linea di alta pressione con una pressione di lavoro eccessivamente bassa, rispetto ai dati riscontrati nel DMS, esposti in *figura 4.41*.



Figura 4.41: Monitoraggio [12] ed estrapolazione dati DMS per fase di discesa unità fresante

Pertanto, convergendo con i dati trasmessi e testando diversi valori di coefficienti di attrito, risulta che una convergenza con i comportamenti reali della macchina si ottengono riducendo del 37% i dati precedentemente implementati, rispettivamente:

- Coefficiente di attrito viscoso modulo: 220.500 N·s/m;
- Coefficiente di attrito viscoso organi volventi: 410 N·m·min/rev.

Coerentemente alle simulazioni della fase di salita del modulo nelle diverse cilindrate, viene simulato il sistema nella fase di discesa per diverse cilindrate della pompa. In queste simulazioni verranno prima effettuate delle fasi di salita del modulo per 30 s, successivamente tramite l'opzione di simulazione "use old final values" verranno prese come condizioni al contorno di inizio fase di discesa le finali della fase di salita. Questa opzione permette di utilizzare direttamente già un sistema depurato delle condizioni iniziali precedentemente riportate di *figura 4.40* concentrandosi quindi nel regime del sistema. A tal punto la parte iniziale della fase di salita viene eliminata dalle presenti simulazioni, esposte in *figura 4.42*. Inoltre, verranno trascurate le risposte del sistema all'inversione del moto che contempla le modifiche dei parametri di viscosità rendendo la risposta del sistema di simulazione non continua e con discontinuità.

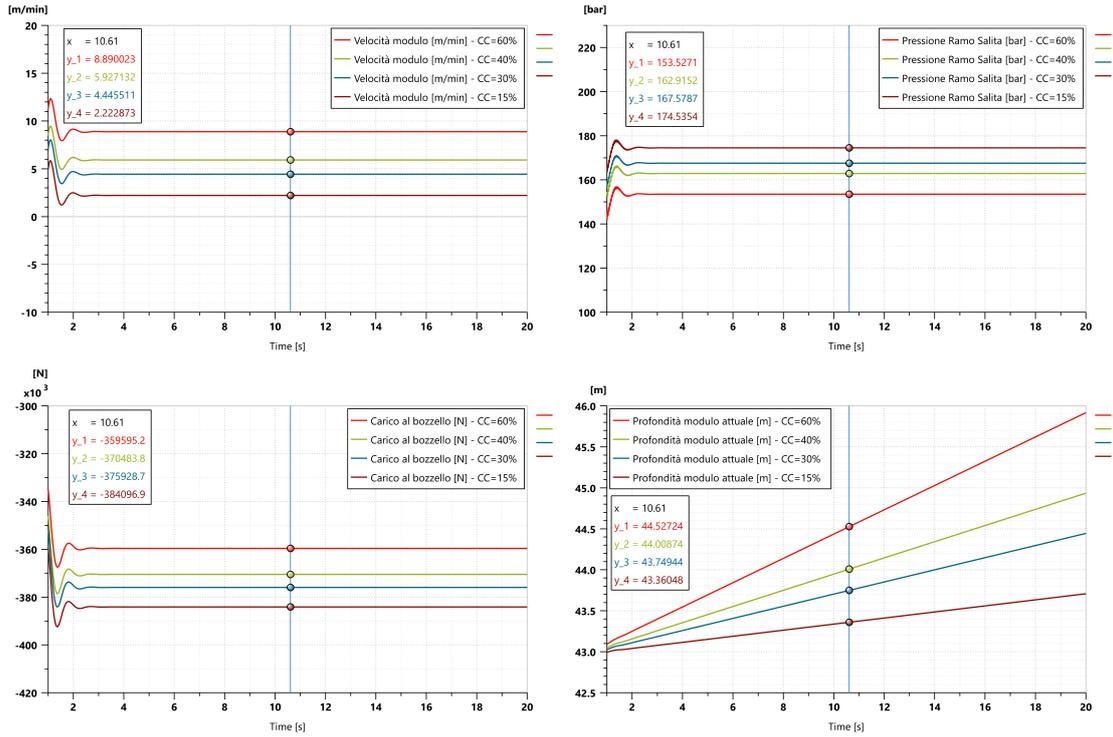


Figura 4.42: Prestazioni circuito chiuso per fase di discesa in funzione della cilindrata della pompa

I risultati mostrano che, a parità di cilindrata imposta alla pompa, il modulo si muove con la stessa velocità, indipendentemente dalla movimentazione effettuata (salita o discesa), confermando la validità dell'*equazione 3.3*, nonostante le diverse peculiarità da tenere in considerazione. Questo aspetto porta a configurare il sistema con le stesse portate circolanti a parità di cilindrata imposta indipendentemente dalla movimentazione da eseguire. A tal punto in *figura 4.43* sono esposte le diverse portate circolanti nel sistema per le diverse cilindrature durante la fase di salita. Per condensare la visualizzazione dei dati e non riportate tutte le portate in entrata e in uscita dai componenti considerati, è noto che:

- Portata in ingresso alla pompa = portata in uscita dal motore sommata alla portata di sovralimentazione;
- Portata in uscita dalla pompa = portata in ingresso al motore.

Pertanto, le differenze di portate instaurate a cavallo dei componenti sono dovute ai drenaggi imposti dall'*equazione 4.4*.

Inoltre, bisogna tenere in considerazione il sistema di riferimento implementato nei componenti riguardo il segno della portata, che definisce:

- Portate entranti nel sistema: < 0 ;
- Portate uscenti dal sistema: > 0 .

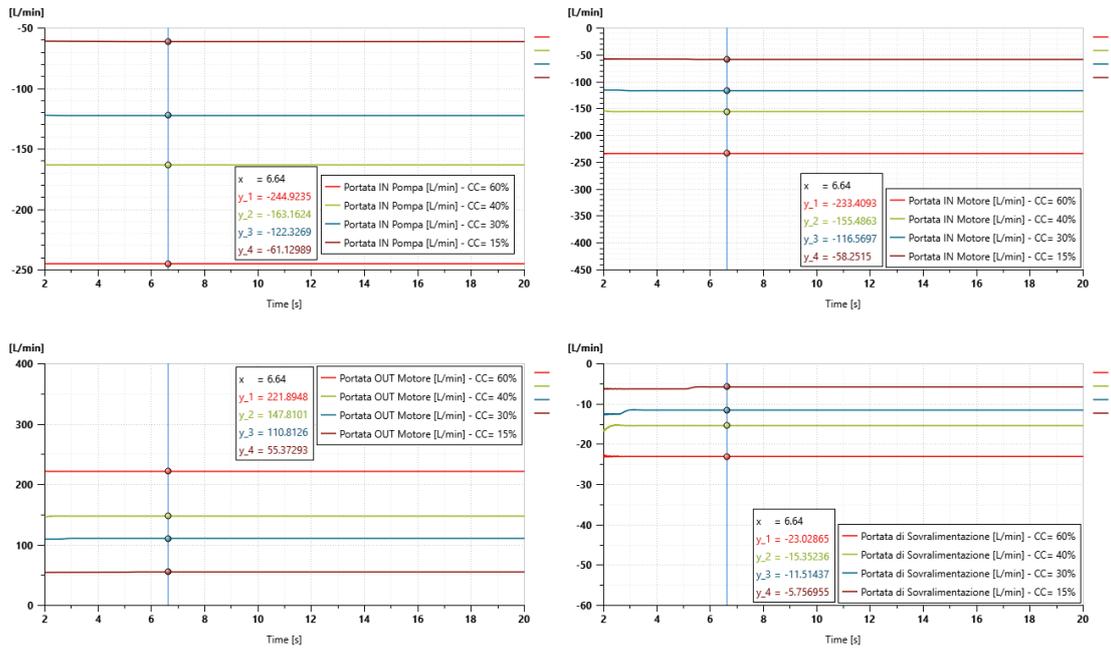


Figura 4.43: Portate del circuito chiuso in funzione della cilindrata della pompa

Tutte le simulazioni effettuate bloccando l'organo anteriore e movimentando quello posteriore forniscono le stesse prestazioni anche invertendo i funzionamenti dei due organi, coerentemente a quanto previsto in fase di progettazione.

4.3 Circuito Aperto

Una volta stabilizzato il cinematismo di movimentazione dell'unità, risulta più agevole simulare e far convergere il sistema di movimentazione in circuito aperto, che, come evidenziato nelle sezioni precedenti, richiede particolare attenzione in fase di progettazione e calibrazione.

Riportando tutti i componenti meccanici implementati nel circuito chiuso, dalla sezione di alimentazione al cinematismo, è possibile studiare e simulare correttamente le dinamiche del circuito aperto.

4.3.1 Implementazione Circuito Aperto

Il gruppo di alimentazione del circuito aperto si compone di due pompe situate a valle: la pompa di contropressione e la pompa di galleggiamento, ognuna delle quali alimenta una propria linea. Entrambe presentano la medesima tecnologia e possono essere modellate nell'ambiente di simulazione tramite il componente PU001, già utilizzato per la pompa di sovralimentazione del circuito chiuso. I parametri richiesti includono le caratteristiche della cilindrata, che sono:

- Pompa ramo galleggiamento: ALPA3A-S-33-S2-EP, cilindrata pari a 22 cc/rev;
- Pompa ramo di contropressione: ALPP2-S-9-E, cilindrata pari a 6.4 cc/rev.

In entrambe le linee si prevede l'installazione di una valvola di massima, il cui modello (RV010) è già stato analizzato. Questa richiede l'impostazione di valori di pressione di apertura, che, come riportato in *figura 3.12*, sono i seguenti:

- Pressione massima ramo galleggiamento: 30 bar;
- Pressione massima ramo di contropressione: 200 bar.

Nonostante la figura indichi un valore massimo di taratura pari a 190 bar, è stato impostato un valore di 200 bar per implementare correttamente il sistema di regolazione della portata a tre vie compensato in Amesim, di seguito descritto.

Il sistema di regolazione non dispone di un modello predefinito; è composto da due sottosistemi cui funzionamento congiunto consente di ottenere il comportamento desiderato. In particolare:

Il componente che permette di limitare la portata attraversante in una restrizione della linea idraulica è il modello HYDORF0 che a differenza di quello implementato in circuito chiuso qui viene utilizzato per il suo reale funzionamento, cioè, limitare la sezione di passaggio, invece che per il suo effetto, cioè, introdurre perdite di carico. Il componente che invece ha il compito di smaltire la portata in eccesso che non riesce a circolare nella restrizione, è costituito dal modello:

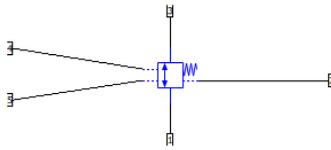


Figura 4.44: Modello HV001

HV001: Questo modello, la cui configurazione è normalmente chiusa, consente il passaggio del fluido dalla porta 1 alla porta 2 solo quando la pressione presente nella sezione priva della molla di pretensionamento supera la pressione presente nella sezione opposta di un valore pari alla pressione differenziale impostata.

Una volta raggiunto questo limite di pressione differenziale, il compensatore si apre, consentendo il flusso del fluido verso la porta di uscita.

Il valore di lavoro dichiarato dal fornitore è pari a 14 bar, come indicato in *figura 4.45 a sinistra*, ma il valore di pretensionamento della molla non è specificato. In assenza di questa informazione, non si conosce il valore di pressione differenziale di inizio apertura della valvola con conseguente inizio di circolazione della frazione di portata della pompa di contropressione a serbatoio. Ciò porta ad implementare le caratteristiche del compensatore come mostrato in *figura 4.45 a destra*, con conseguente incremento del valore di taratura della valvola di massima a 200 bar.

Parameters of Valvola_compensatrice_LRDCXHN [HV001-1]				
Title	Value	Tags	Unit	Name
index of hydraulic fluid	0			indexf
Pretensionamento molla	14		bar	pcrack
Pressione differenziale per apertura massima	1e-06		bar	pmax
dimensionless area for pilot pressure at port 2	1		null	a2
dimensionless area for pilot pressure at port 4	1		null	a4
dimensionless area for pilot pressure at port 5	1		null	a5
valve hysteresis	0		bar	hyst
<input type="checkbox"/> valve dynamics <input type="checkbox"/> pressure drop characteristic				

DIFFERENTIAL PRESSURE (H)	
H	200 psi (14 bar)
D	50 psi (3,5 bar)
F	100 psi (7 bar)
G	150 psi (10,5 bar)

Figura 4.45: Caratteristiche valvola compensatrice NC

Tale incremento è necessario poiché, nella simulazione, la pressione a valle del sistema di regolazione riscontrata nella simulazione, sommata con la pressione differenziale implementata come pretensionamento della molla in *figura 4.45*, non permette mai l'apertura della valvola compensatrice se venisse tarata la valvola di massima a 190 bar. Portando invece la portata di contropressione a circolare attraverso la valvola di massima che dispone di un livello di pressione di apertura inferiore a quella compensatrice.

Inoltre, nella implementazione del sistema di regolazione, come informazione della valvola a due vie si dispone solo della caratteristica della caduta di pressione in funzione della portata, come descritto in *figura 4.46*, senza però avere informazioni sull'effettiva area che compete alla valvola durante l'operatività.

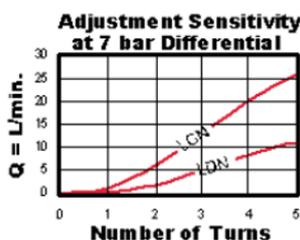


Figura 4.46: Caratteristica valvola di strozzamento

Come già discusso, la regolazione dell'area di passaggio avviene in sede di collaudo e non garantisce valori riproducibili. La *figura 3.12* infatti, indica un valore qualitativo per la regolazione del volantino regolatore. Il valore della portata impostato però deve soddisfare i seguenti requisiti:

- Pressurizzare la linea a 60 bar in meno di 1s, in conformità alle specifiche di progetto per la sequenza *02ArPost*;
- Mitigare gli effetti dei trafilementi presenti nei componenti.

Pertanto, la portata uscente dal sistema di regolazione può essere descritta attraverso l'*equazione 4.5* che vede in relazione la portata di pressurizzazione, quindi la portata utile in ingresso al motore nella fase di pressurizzazione (Q_U) e la portata persa in trafilementi durante questa operazione (Q_L) la cui somma fornisce la portata in uscita dal sistema di regolazione (Q_R).

$$Q_R = Q_U + Q_L \quad (4.5)$$

Dai dati di collaudo, si registra una portata in uscita dal regolatore pari a 4.5 l/min, senza dettagli sui singoli contributi. Simulare per determinare i valori incogniti (portata utile, portata di trafilemento, area della valvola), con la tipologia di modello che si sta implementando, vede diversi gradi di libertà che possono influire sulla corretta implementazione dei parametri, nonché risulta un processo dispendioso.

Per questo motivo, è stato realizzato un modello parallelo, con caratteristiche dei componenti presenti in questo sottoparagrafo identiche, che omette il sistema di regolazione e la pompa di contropressione, racchiudendolo nel modello QS00, come mostrato in *figura 4.47*. Tale modello permette un controllo più preciso sulla portata nel ramo di contropressione, utile per determinare la portata in ingresso al motore durante la sequenza *02ArPost*.

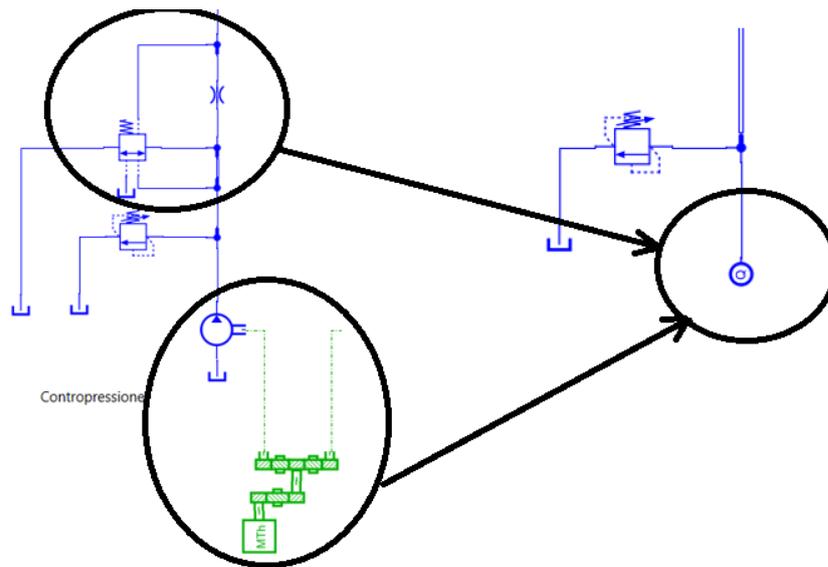


Figura 4.47: Semplificazione modello principale con modello parallelo

Il modello che semplifica il processo di individuazione dei parametri incogniti è formato dal componente:



Figura 4.48: Modello QS00

QS00: Questo componente è una fonte di portata che risulta una semplificazione di una pompa dal momento che non c'è bisogno di indicare una cilindrata, che deve essere moltiplicata per la velocità di rotazione dell'albero per determinare la portata, coerentemente con l'equazione 3.3. Basta sufficientemente indicare un valore di portata.

Il sistema così modificato sarà simulato fino la sequenza *02ArPost* che permette la pressurizzazione della linea di contropressione, mantenendo quindi la valvola comandata dal segnale YE48 chiusa.

La portata che permette una pressurizzazione della linea di contropressione nei tempi previsti in fase di progettazione, si ottiene imponendo nel generatore di portata 1.5 L/min, come si può notare nell'andamento della pressione della linea di contropressione di *figura 4.49*. Si osserva che nei primi 200 ms la pressurizzazione è influenzata dalla cedevolezza delle tubazioni, mentre, successivamente si raggiunge il regime di 60 bar in circa 750 ms dall'apertura della valvola comandata dal segnale Y196.

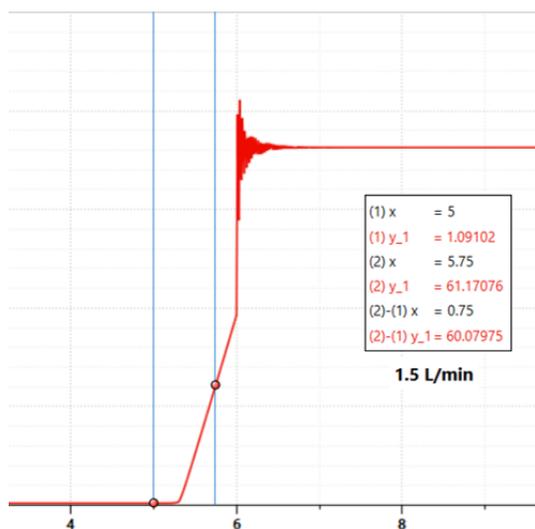


Figura 4.49: Tempo di pressurizzazione per 1.5 l/min

A tal punto, nota la portata utile in ingresso al motore e quella direzionata al circuito aperto, è possibile caratterizzare sia i trafiletti con il modello esposto in figura 4.60 con le caratteristiche esposte in figura 4.61, sia la sezione di passaggio della valvola a due vie, che presenta un diametro di 1.549 mm. Questa sezione permette di ottenere il valore di 4.5 l/min in uscita dal regolatore di pressione, smaltendo l'eccesso di portata inviata dalla pompa a serbatoio, come mostrato in figura 4.50. Coerentemente con il progetto della macchina, la somma delle due portate in uscita dal sistema di regolazione fornisce la portata di alimentazione della pompa di contropressione, cioè di 14 l/min.

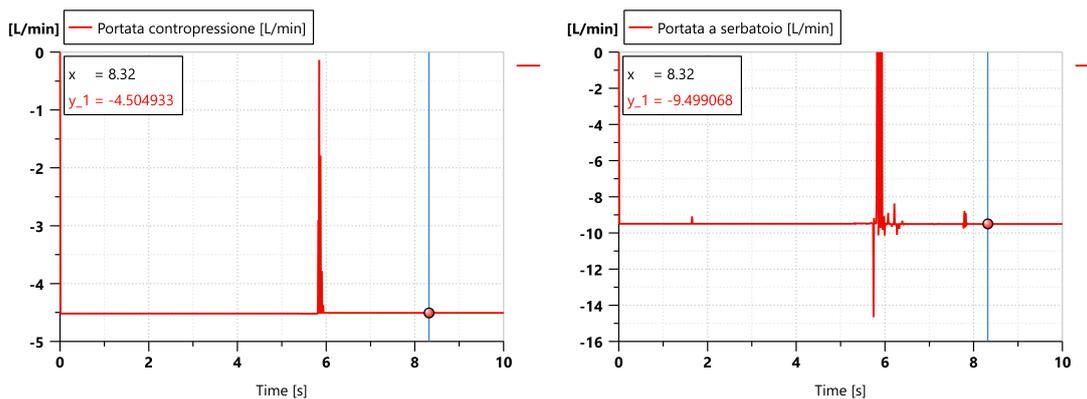


Figura 4.50: Portate elaborate da regolatore di portata a tre vie compensato

Dopo aver caratterizzato il sistema di regolazione della portata nel ramo di contro-pressione, si procede con la definizione delle proprietà delle due valvole direzionali, comandate dai segnali Y196 e Y197. Le due valvole presentano caratteristiche e prestazioni identiche. Per implementare il modello delle valvole si utilizza l'estensione del software “*Valve Builder*”, che consente di configurare qualsiasi caratteristica, dal segnale di controllo alla direzione del flusso in diverse configurazioni operative. Basandosi sulle informazioni riportate in *figura 3.13* e sulle specifiche dichiarate dal fornitore in *figura 4.51*, le proprietà della valvola sono implementate come mostrato nella stessa *figura 4.51*.

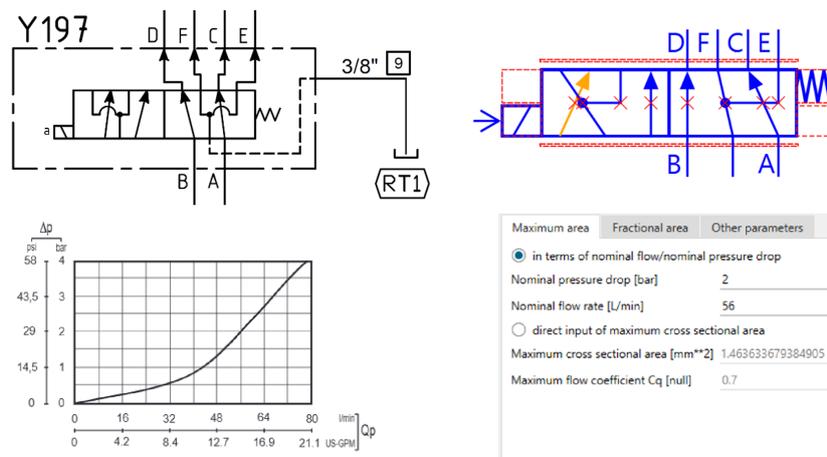


Figura 4.51: Caratteristiche valvole direzionali a sette vie

Analogamente agli elementi logici descritti nel modello del circuito chiuso, anche nel circuito aperto non vengono modellati separatori specifici tra le due tipologie di circuito. Tuttavia, il loro effetto è rappresentato tramite un modello di perdita di pressione localizzata, realizzato con una strozzatura (*figura 4.26*). Questo approccio consente di caratterizzare il comportamento del sistema utilizzando il modello dP/Q . Grazie ai dati forniti dal produttore, esposti in *figura 4.52*, i componenti vengono caratterizzati con le proprietà illustrate in *figura 4.53*.

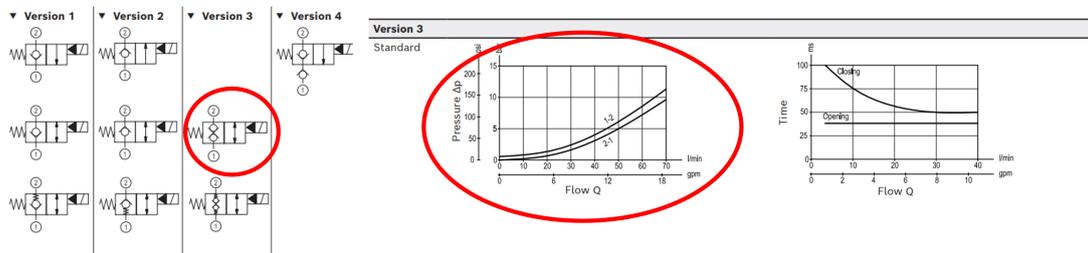


Figura 4.52: Caratteristiche dichiarate da fornitore per valvole a due vie

Title	Value	Tags	Unit	Name
index of hydraulic fluid	0			indexf
number of parallel orifices	1			nbor
pressure drop definition method	dp/Q			method
fluid properties for pressure drop measurement	at reference conditions			userfp
characteristic flow rate	30		L/min	qchar
corresponding pressure drop	2.5		bar	dpchar
critical flow number (laminar/turbulent)	1000		null	lamc

Figura 4.53: Caratteristiche implementate per valvola a due vie

Il collegamento al gruppo di utenze, le cui caratteristiche sono già state implementate nel circuito chiuso, avviene attraverso nodi a due vie. Questi nodi consentono di contemplare una variazione della dimensione della tubazione che passa da 1/2" a 1-1/2". Questo allargamento di sezione è un fattore di influenza nella fase di pressurizzazione, come precedentemente evidenziato in *figura 4.49*.

Tra le due valvole direzionali è posizionato il sistema che entra in funzione durante la fase operativa di scavo. Questo comprende, in primo luogo, una valvola unidirezionale rappresentata dal modello:



Figura 4.54: Modello CV012

CV012: Questo modello limita il passaggio di olio in ingresso alla porta 1 ma consente il passaggio dell'olio in ingresso alla porta 2.

Le cui caratteristiche sono riportate in *figura 4.55*.

Title	Value	Tags	Unit	Name
index of hydraulic fluid	0			indexf
check valve cracking pressure	0.35		bar	pcrack
check valve flow rate pressure gradient	50		L/min/bar	grad
valve hysteresis	0		bar	hyst
▶ <input type="checkbox"/> valve dynamics				
▼ <input type="checkbox"/> pressure drop characteristic				
characteristic flow rate at maximum opening	45		L/min	qchar
corresponding pressure drop	1		bar	dpchar

Figura 4.55: Caratteristiche valvola unidirezionale

In secondo luogo, è previsto un sistema composto da un compensatore e una valvola elettro-proporzionale comandata da YE48.

Come precedentemente noto, il compensatore è progettato per mantenere la pressione in ingresso alla valvola a quattro vie costante a 10 bar. Il modello di

questo compensatore, simile a quello utilizzato nel sistema di regolazione di portata di *figura 4.44*, è definito come:

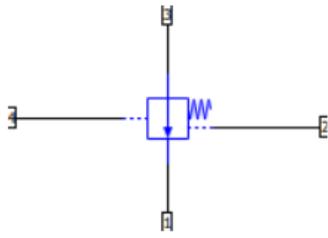


Figura 4.56: Modello HYDLPC0

HYDLPC0: Questo modello, ha funzionamento identico nel confronto di pressioni rispetto al suo simile di *figura 4.44* ma raggiunto il valore di pressione differenziale, inizia la sua fase di chiusura. Trattasi infatti di un modello normalmente aperto. Non disponendo dei dati di pretensionamento della molla, i parametri del modello sono fissati come riportato in *figura 4.57*, con considerazioni analoghe a quello precedentemente visto.

Questi includono le caratteristiche nominali della valvola completamente aperta, permettendo di determinare con maggiore precisione la sezione di passaggio.

Title	Value	Tags	Unit	Name
index of hydraulic fluid	0			indexf
control pressure differential	10		bar	pmin
pilot differential pressure for maximum closing	1e-06		bar	pmax
valve hysteresis	0		bar	hyst
▸ <input type="checkbox"/> valve dynamics				
▾ <input type="checkbox"/> pressure drop characteristic				
characteristic flow rate at maximum opening	56		L/min	qchar
corresponding pressure drop	2		bar	dpchar
filename or expression for fractional area = f(...)	xv			fareafromxv
critical flow number (laminar/turbulent)	1000		null	lcrit

Figura 4.57: Caratteristiche compensatore NA

Segue poi l'implementazione della valvola elettro-proporzionale tramite il modello:

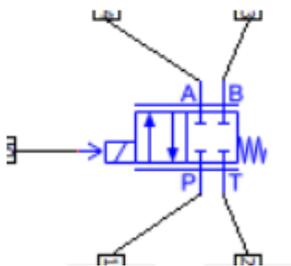


Figura 4.58: Modello HSV24-0658

HSV24-06: Questo modello permette di modulare la configurazione della valvola proporzionalmente al segnale in corrente rilevato in ingresso alla porta 5, variabile tra 0 e 40 mA. Coerentemente al compensatore, anche qui devono essere fissate le caratteristiche nominali della valvola per permettere di tradurre queste informazioni in una sezione di passaggio corrispondente.

Utilizzando i dati del fornitore ed estrapolando il valore di perdita di carico alla massima apertura della valvola, come in *figura 4.59* a *sinistra*, si possono implementare le caratteristiche esposte in *figura 4.59* a *destra*.

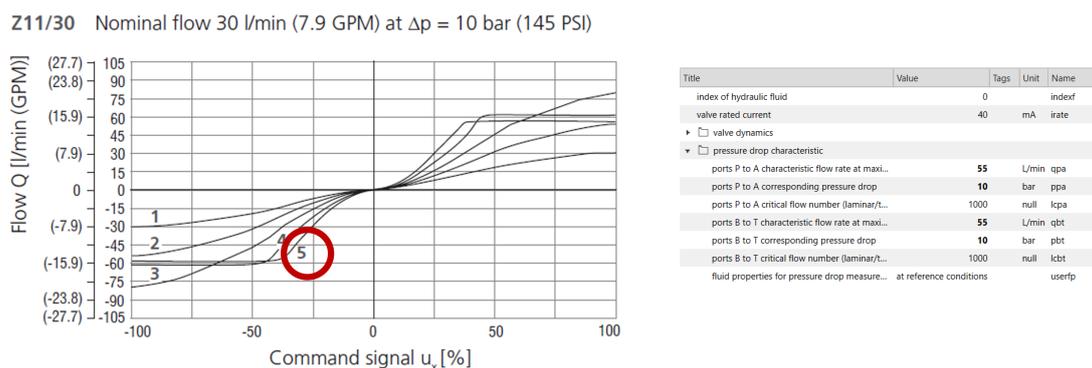


Figura 4.59: Caratteristiche valvola elettro-proporzionale

Infine, si implementa il modello che deve tenere conto dei traflamenti che si manifestano nel circuito oleodinamico attraverso il modello:



Figura 4.60: Modello HYDORG10

HYDORG10: Questo modello è specificatamente indicato per simulare situazioni di traflamenti dai vari componenti in cui il regime di flusso è prevalentemente laminare e pertanto dipendente dalla viscosità del fluido, dipendente proporzionalmente dalle temperature dell'olio.

Il modello è implementato nel software come un parallelepipedo cavo, con dimensioni della lunghezza prevalenti rispetto le lunghezze che definiscono l'area della sezione.

Alla luce di ciò, le caratteristiche dei traflamenti devono essere coerenti con quanto esposto nella calibrazione del sistema di regolazione di portata in cui conoscendo la portata in uscita dal sistema di regolazione (Q_R) e la portata utile in ingresso al motore durante la fase di pressurizzazione Q_U dall'equazione 4.5, risulta come la portata di traflamenti debba essere pari a 3 l/min.

Questo modello, come descritto nella spiegazione del funzionamento della sequenza *02ArPost*, deve essere collocato tra il gruppo di alimentazione e quello di utenze, i componenti contenuti in questo dominio non presentano delle risentite fughe di olio all'interno di loro stessi. Potrebbero essere un po' localizzare nelle valvole direzionali a sette vie ma nulla di così eccessivo in confronto alla portata di traflamento determinata, oppure nelle valvole a due vie per tenere separati i due circuiti ma sono previsti due elementi di tenuta; pertanto, anche qui non è possibile un fenomeno del genere. L'unico punto dove si ipotizza possa avvenire un traflamento dell'olio così risentito è nella valvola comandata da YE48 che non presenta elementi di tenuta così da consentire un'operatività già da irrisorie sezioni

di passaggio. Alla luce di ciò i possibili trafiletti presenti nel circuito vengono concentrati a monte della valvola comandata da YE48.

Questo aspetto, per la fase di caratterizzazione nel software dei trafiletti, ha un effetto benefico perché indipendentemente dall'entità del carico, i trafiletti verranno localizzati in un punto del circuito che rimarrà sempre a 10 bar. Questo aspetto semplifica l'implementazione del componente con le caratteristiche riportate in *figura 4.61* che garantiscono una portata di trafiletto costante e pari a 3 l/min una volta messo in comunicazione il gruppo di alimentazione con il circuito, come evidenziato in *figura 4.62*.

Title	Value	Tags	Unit	Name
index of hydraulic fluid	0			indexf
number of parallel orifices	1			nbor
clearance	1		mm	delta
width	1.3563		mm	b
length	60		mm	length

Figura 4.61: Caratteristiche sezione trafiletti

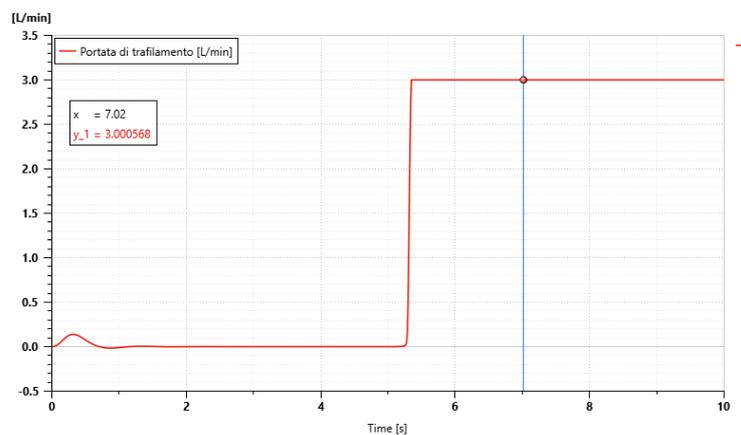


Figura 4.62: Prestazioni modello dei trafiletti

Infine, tramite l'opzione "Premier Submodel" sono implementate le caratteristiche delle tubazioni. Il circuito aperto comprende principalmente tubazioni da 1/2", con sezioni di 3/8" per il ramo di contropressione e 5/8" per il ramo di galleggiamento. I dettagli sulle caratteristiche delle tubazioni, fornite da un diverso fornitore, sono riportati in *tabella 4.4* e implementati nel modello.



Figura 4.63: Caratteristiche tubazioni

La configurazione della tubazione, visibile in *figura 4.63*, suggerisce un Modulo di Young inferiore a quello corrispondente di *figura 4.29*, dal momento che sono presenti un minor numero di fasce di rinforzo per unità di lunghezza della tubazione. Motivo che porta a fissare questo parametro a 52500 bar.

Tabella 4.4: Caratteristiche tubazioni circuito aperto

Diametro tubazioni [in]	Spessore tubazione [mm]
3/8	6,5
1/2	6,9
5/8	7,4

La configurazione completa del sistema di simulazione del circuito aperto è illustrata in *figura 4.64*

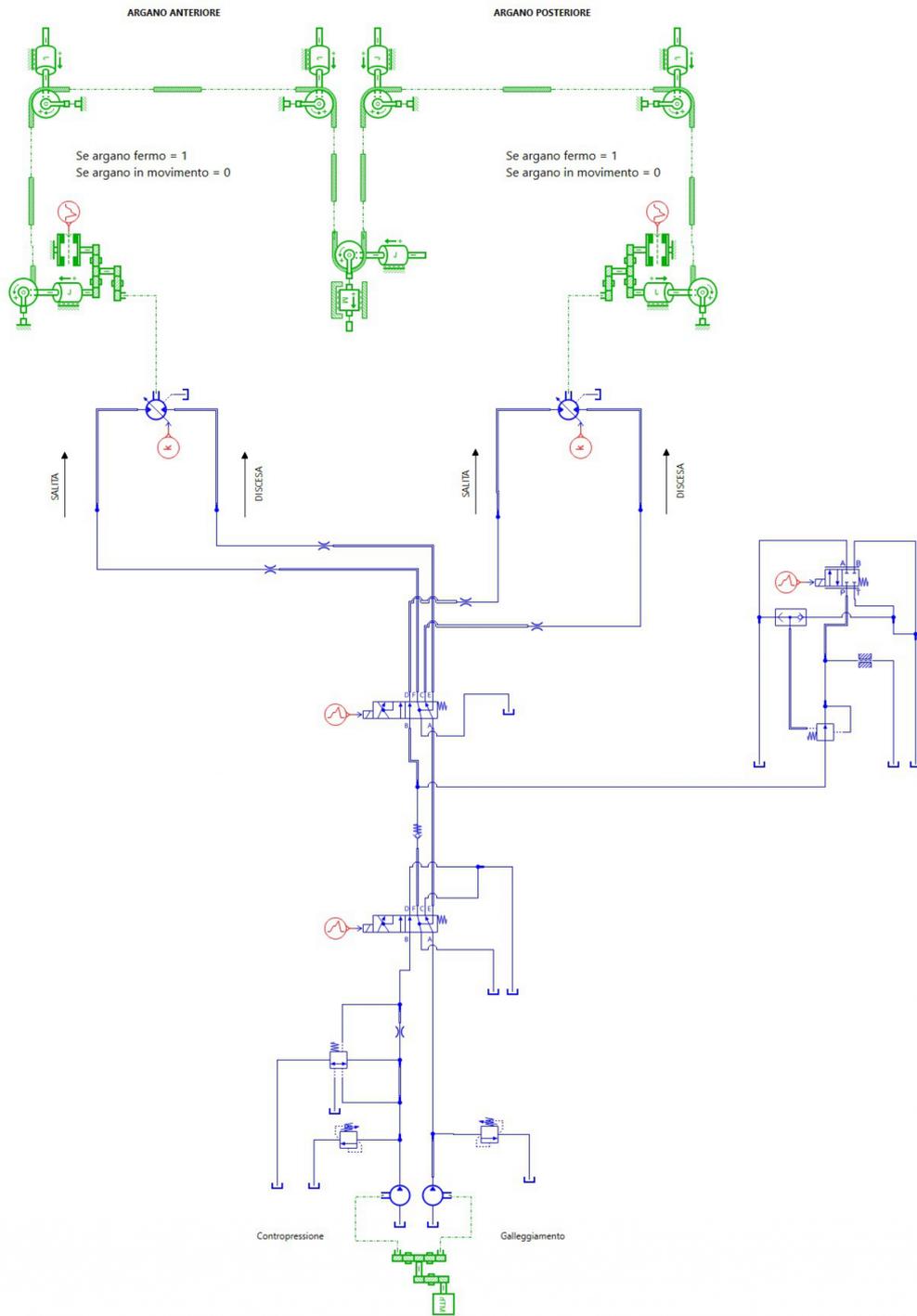


Figura 4.64: Modello completo di simulazione circuito aperto

4.3.2 Simulazione e Convergenza con Sistema Reale

Come descritto nel *sottoparagrafo 3.3.2*, la fase di galleggiamento non si verifica alla minima apertura della valvola comandata da YE48, ma richiede una sezione di passaggio sufficiente a far fluire verso serbatoio una portata pari alla portata utile al motore nella fase di pressurizzazione Q_U , che ammonta a 1.5 l/min. Questo avviene poiché il contributo residuo della portata di contropressione viene smaltito dai trafilementi a monte dell'ingresso della valvola.

La prima simulazione è finalizzata a determinare il valore di corrente necessario per configurare l'elettro-valvola in modo che la sua area di passaggio consenta di smaltire Q_U . Poiché il sistema di regolazione è estremamente preciso ma opera in un circuito soggetto a numerosi disturbi operativi, il valore della sezione di passaggio individuato può essere leggermente inferiore al limite teorico, a condizione che la velocità di salita del modulo risulti praticamente impercettibile.

A tal punto, per individuare il valore ottimale, il sistema è stato simulato fino alla sequenza *04ArPost*, variando l'apertura della valvola per individuare il valore di sezione necessario. Questo ha consentito di calibrare la corrente per la transizione tra la fase di pressurizzazione e quella di galleggiamento. Operativamente, tali condizioni sono rappresentate in *figura 4.65*.

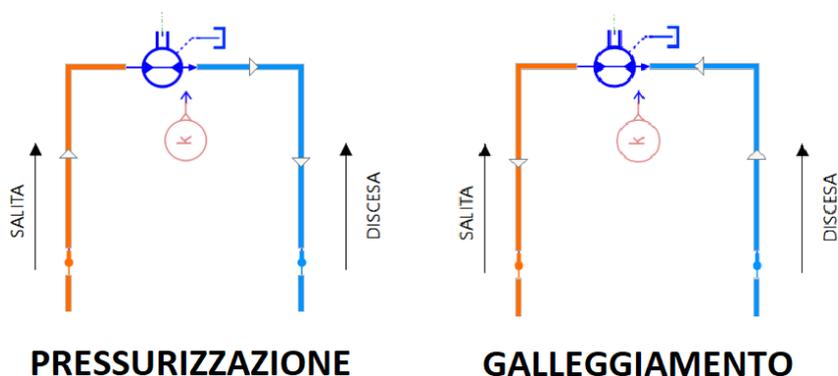


Figura 4.65: Differenza operativa tra pressurizzazione e galleggiamento

Utilizzando il circuito esposto in *figura 4.65*, la simulazione non richiede tutti gli input specificati nel paragrafo dedicato delle sequenze. I segnali forniti sono i seguenti:

- Y196 = 1 – Alimentazione del circuito (inizialmente Y196 = 0 per i primi 5s, simulando la sequenza 00 Gall OFF);
- Y197 = 0 – Canalizzazione delle portate all'organo posteriore.

Questi primi due segnali racchiudono contemporaneamente le sequenze *01* e *02 ArPost GallStart* per avviare la pressurizzazione.

- Frizione AP = 0 – Simula lo sfreno del freno di stazionamento (nelle sequenze si richiedeva un segnale positivo, Y8 ON);
- Frizione AA = 1 – Per mantenere bloccato l'organo anteriore.

Il segnale alla frizione dell'organo posteriore invece racchiude la sequenza *03 ArPost* che rigorosamente deve essere inviato dopo la fase di pressurizzazione, che in *figura 4.49* indica come il segnale debba essere inviato dopo almeno 0.75 s dall'inizio della sequenza *02 ArPost*.

- Segnale YE48 – determinato con una precisione al millesimo di milliampere.

Questo segnale invece racchiude la sequenza *04 ArPost*

In *figura 4.66* vengono rappresentati i valori di portata di contropressione, portata circolante attraverso la valvola YE48 e di trafilamenti, pressione del ramo di contropressione e velocità del modulo e, infondo alla figura, viene rappresentata la scala del tempo, suddivisa nell'ordine di input utilizzati.

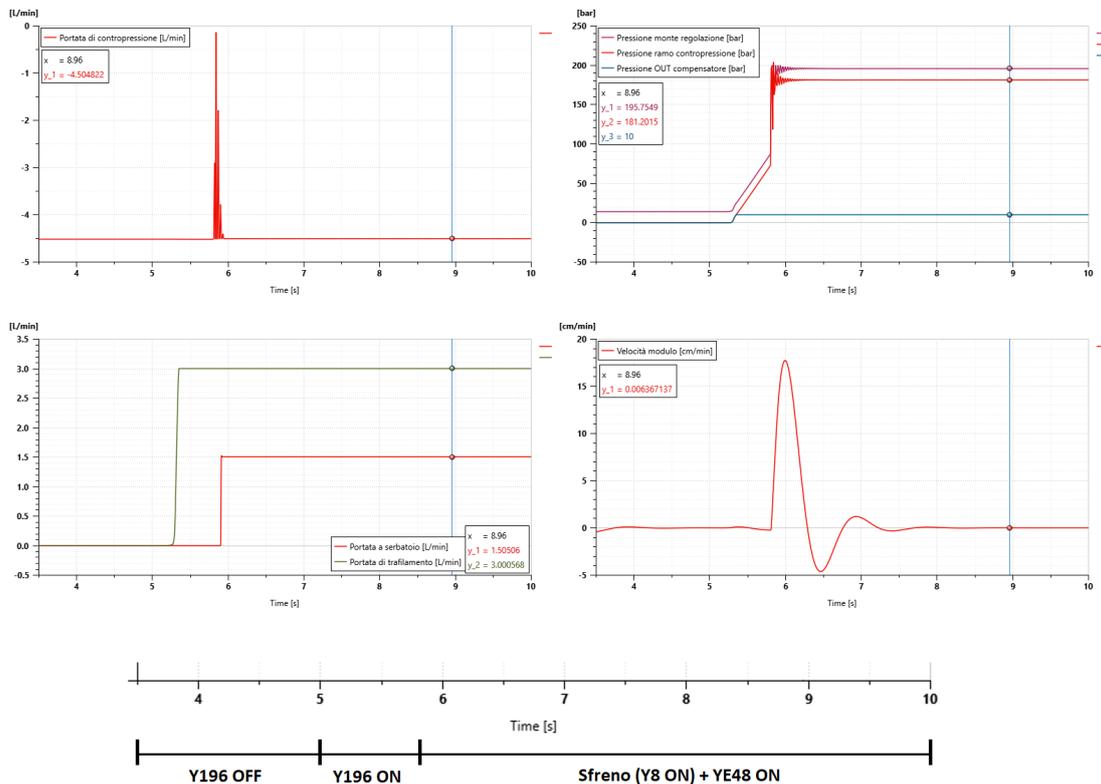


Figura 4.66: Prestazioni circuito aperto nella calibrazione del segnale YE48

Analizzando la simulazione, si evidenziano i seguenti risultati:

- **Regolazione e stabilità:** La simulazione conferma la corretta regolazione del sistema di controllo della portata, a meno della fluttuazione creata dal rilascio del modulo dal freno di stazionamento, e l'efficienza del sistema di regolazione del galleggiamento. Le portate di trafilemento e quelle attraversanti la valvola comandata da YE48 restano costanti grazie al compensatore, che mantiene la pressione del ramo di galleggiamento stabile a 10 bar.
- **Portata di trafilemento:** A partire dall'input alla valvola Y196, la portata di trafilemento aumenta gradualmente fino a stabilizzarsi a 3 l/min. Al contrario della portata a serbatoio che deve attendere il segnale YE48.
- **Pressione del ramo di contropressione:** La pressione del ramo di contropressione raggiunge 181 bar, mentre la pressione a monte del sistema di regolazione dell'alimentazione, necessaria per scaricare verso il serbatoio tramite il compensatore, deve portarsi a 195 bar, come esposto nel grafico che confronta i diversi livelli di pressione instaurati nelle diverse parti del circuito. Il valore di pressione a monte del sistema, come già premesso, non sarà lo stesso che si presenta nella realtà.
- **Taratura del valore di corrente:** Il segnale di corrente che consente al sistema di galleggiamento di funzionare come previsto nella fase di taratura, corrisponde a 1.123 mA, associando una sezione di passaggio di 0.762 mm². Se rappresentato come un orifizio a sezione circolare, tale sezione equivale a un diametro di 0.99 mm.

Questa simulazione ha confermato la validità della configurazione progettuale, fornendo le basi per l'analisi del sistema a diverse velocità operative. In particolare, il comportamento del sistema verrà analizzato per le velocità a cui è stato progettato questo sistema, comprese tra 0.5 cm/min a 60 cm/min, seguendo i seguenti criteri operativi:

- Per velocità superiori a 10 cm/min, le sequenze di galleggiamento sono attuate per avviare il galleggiamento senza effettuare lo scavo del terreno. La funzione del sistema a queste velocità è per raggiungere, con una velocità adeguata, la quota di scavo del terreno;
- Per velocità comprese tra 0.5 cm/min e 10 cm/min, il galleggiamento viene utilizzato direttamente per lo scavo del terreno.

Le diverse modalità operative richiedono al sistema oleodinamico un adattamento in funzione dei carichi esterni, variabili in base alle condizioni di lavoro:

- Per velocità superiori a 10 cm/min, il sistema oleodinamico, si fa carico del peso del modulo, aiutato comunque dal bagno bentonitico e dagli attriti con le pareti di scavo. Questione che non porta ad eseguire nuovamente il processo di convergenza del cinematismo;

- Per velocità inferiori a 10 cm/min, parte del peso del modulo è trasferito al terreno. In queste condizioni, il circuito oleodinamico è sottoposto a un carico esterno ridotto, risultando meno sollecitato. Questione che porta a dover convergere nuovamente con i dati del DMS.

In *figura 4.67* viene mostrato un confronto del sistema di movimentazione per velocità pari a 10, 15, 20 cm/min, con i valori di input applicati nello stesso istante temporale della simulazione di *figura 4.66*.

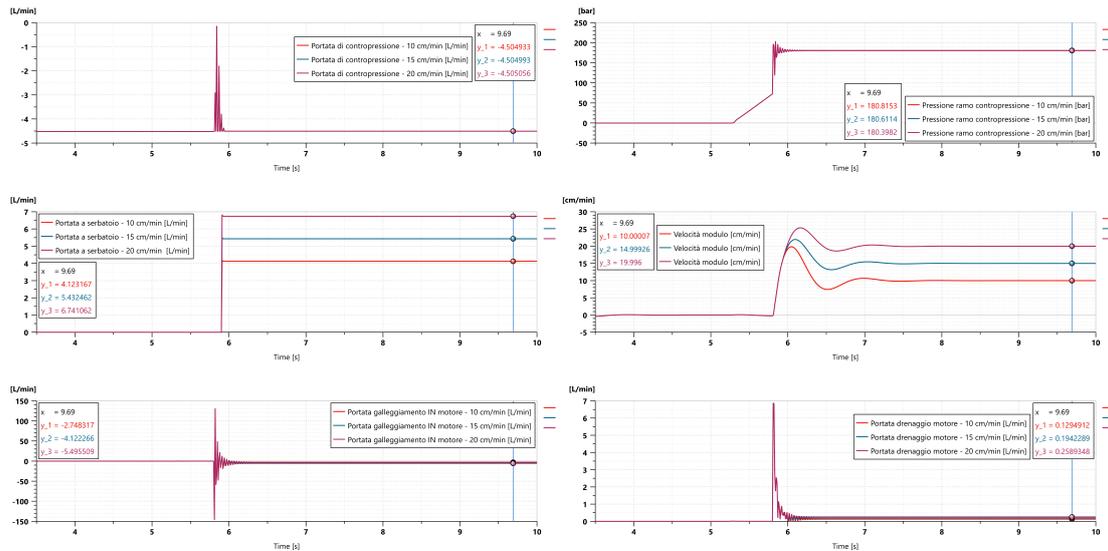


Figura 4.67: Prestazioni circuito aperto in funzione della velocità di avanzamento 1

Dalle simulazioni emerge che:

- I parametri di pressione variano in maniera minima al variare della velocità di movimentazione;
- La portata di contropressione risulta pressoché invariata.

Quest'ultimo risultato conferma l'efficienza del sistema di regolazione nel controllo della portata di contropressione.

Inoltre, si nota come la portata che attraversa la valvola comandata da YE48, nelle fasi in cui si attua il galleggiamento, deve smaltire sia la portata utile alla pressurizzazione sia quella di galleggiamento, depurata dai drenaggi al motore.

Per evidenziare meglio le differenze, lo stesso confronto è stato esteso a velocità più elevate, 30 cm/min e 60 cm/min, esposti in *figura 4.68*.

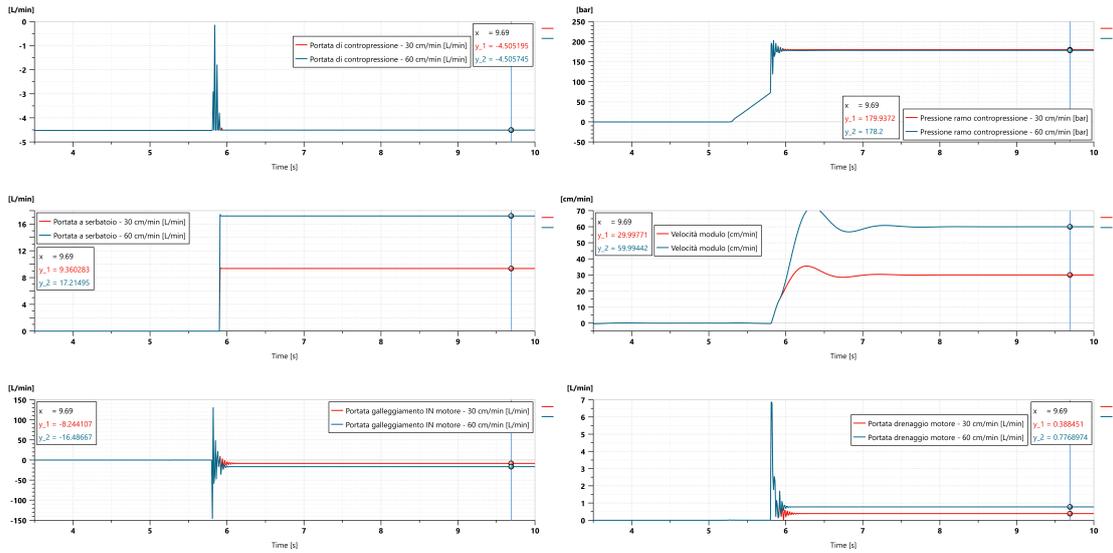


Figura 4.68: Prestazioni circuito aperto in funzione della velocità di avanzamento 2

Anche in questo caso, i parametri analizzati mostrano una bassa variabilità, confermando la stabilità del sistema nello spettro di velocità considerato.

Le simulazioni successive considerano il modulo in lavorazione, durante il quale parte del suo peso viene scaricata al terreno. Anche in questo caso si procederà con la consultazione dei dati della stessa macchina precedentemente riportata ma dovranno essere visualizzati i dati relativi ad un'operatività della macchina in galleggiamento. Tale riscontro è immediato con la visualizzazione attraverso la portata circolante alle ruote fresanti, come esposto in figura 4.69 a sinistra. Successivamente basta verificare nella variabile "press. rear/front winch floating" se si rileva una pressione, come esposto in figura 4.69 a destra.

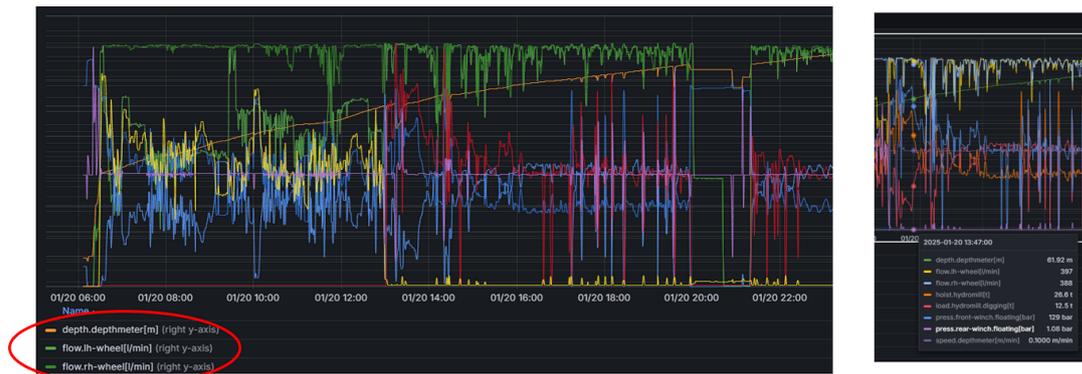


Figura 4.69: Monitoraggio fase di scavo macchina da DMS [12]

Durante questa fase, i segnali trasmessi dalla macchina risultano disturbati, giustificati dal contatto tra le ruote fresanti e il terreno. Tuttavia, nel dominio di tempo considerato, si nota una stabilizzazione del sistema attorno ad una velocità di scavo di 10 cm/min e per i dati visualizzati nella *figura 4.69 a destra*.

Pertanto, per le simulazioni successive verranno presi come riferimento i seguenti dati di convergenza con il sistema reale:

- Velocità di scavo di 10 cm/min
- Pressione di contropressione di 129 bar
- Carico alla fune di 26.6 t
- Peso scaricato al terreno di 12.5 t

Dai valori registrati nel DMS, si osserva innanzitutto che la somma del carico alla fune e del peso scaricato non corrisponde al peso nominale del modulo di 40 tonnellate. Convergenza poi con il modello di simulazione alla pressione rilevata attraverso DMS, è stato necessario ipotizzare un peso del modulo scaricato differente, corrispondente a 13.7 t anziché 12.5 t, che comporta un carico al bozzello di 25.7 t anziché 26.6 t.

Valori Galleggiamento		VALORI ESTRAPOLATI			SIMULAZIONI			
Velocità di scavo [cm/min]	Orario	Pressione Ramo Salita [bar]	Carico alla fune [t]	Peso scaricato [t]	Carico alla fune [t]	Peso scaricato [t]	Differenza prove Carico	Differenza prove Peso
10	13:28:30	129	26,6	12,5	25,7	13,7	0,9	1,2

Figura 4.70: Divergenze dati DMS con simulazione circuito aperto 1

Queste discrepanze, riassunte in *figura 4.70*, possono essere attribuite alle seguenti cause:

- Differenze effettive nel peso del modulo rispetto al valore nominale;
- Parte del peso del modulo è trasferito al tubo fango e ai tubi idraulici tramite la fase di controllo tensionamento nelle sequenze previste per il galleggiamento;
- Le vibrazioni, causate dal contatto tra ruote fresanti e terreno, disturbano i segnali del DMS

Nonostante queste divergenze, le variazioni risultano contenute e costanti, come si può notare in *figura 4.74*, validando il modello di simulazione come uno strumento affidabile anche per simulare le fasi operative di scavo in galleggiamento.

In *figura 4.71* si confrontano i parametri tra la movimentazione a 10 cm/min senza scavo e quella con scavo con peso scaricato di 13.7 t. Si osserva che:

- La portata di contropressione presenta una leggera differenza al variare del carico sostenuto dal circuito oleodinamico, ma sufficiente a configurare la valvola YE48 con un'apertura leggermente maggiore da 2.037 mm² per la configurazione senza scarico del peso del modulo a 2.039 mm² scaricando il peso;

- Le fluttuazioni di pressione nel sistema oleodinamico sono più evidenti quando il cinematismo rilascia al circuito un peso di 40 t, mostrando una maggiore tendenza a oscillare attorno a una configurazione di equilibrio.

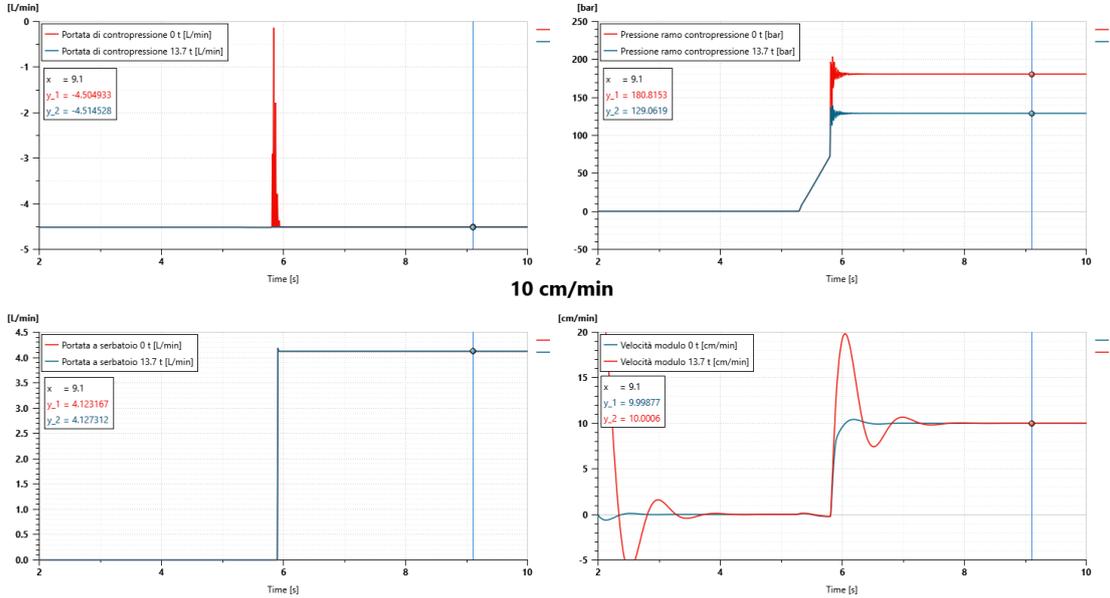


Figura 4.71: Differenze prestazionali tra galleggiamento con modulo a contatto con terreno o meno, per velocità di 10 cm/min

In *figura 4.72*, sono riportati i risultati per alcune delle restanti velocità di movimentazione di scavo, considerando un peso scaricato al terreno di 13.7 t.

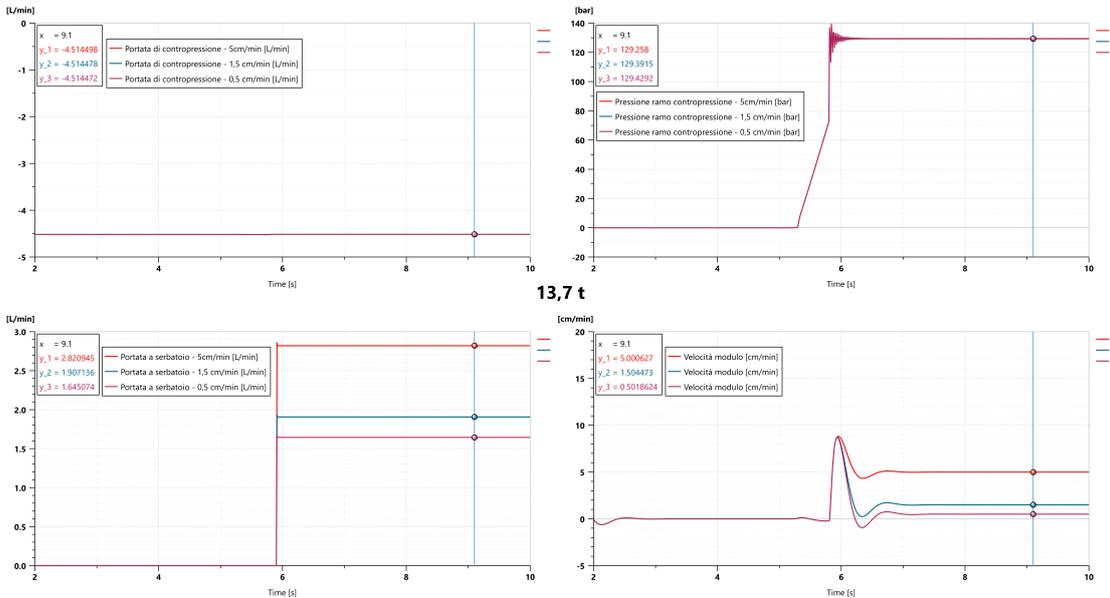


Figura 4.72: Prestazioni circuito aperto in funzione della velocità di avanzamento con modulo a contatto con il terreno

I segnali di corrente utilizzati per le simulazioni sono riassunti in *figura 4.73*. Si nota come il peso scaricato influenzi i segnali da fornire, giustificando la necessità di un controllo PID per regolare la posizione della valvola in base alle dinamiche di scavo.

INPUT YE48 NO SCAVO, fino al millesimo		INPUT YE48 SCAVO con 13,7 t scaricate
Velocità di scavo [cm/min]	Valore segnale [mA]	Valore segnale [mA]
60	12,513	\
30	6,804	
20	4,901	
15	3,951	
10	3,002	
5		3,005
1,5	\	2,062
0,5		1,408
≈ 0	1,123	1,222
		\

Figura 4.73: Segnali YE48 per determinate velocità di movimentazioni

Come accennato precedentemente, prendendo da DMS altri dati e andando a convergenza con i valori di pressione, la convergenza si ottiene attraverso i dati riportati nella *figura 4.74*, in particolare per i dati della colonna "Carico alla fune e peso scaricato" nel gruppo "Simulazioni". Questo confronto conferma la validità del modello entro certi limiti accettabili per lo studio e il controllo della movimentazione dell'unità fresante in lavorazione, ma si propone più efficientemente nello studio senza fasi di scavo previste.

Valori Galleggiamento		VALORI ESTRAPOLATI			SIMULAZIONI			
Velocità di scavo [cm/min]	Orario	Pressione Ramo Salita [bar]	Carico alla fune [t]	Peso scaricato [t]	Carico alla fune [t]	Peso scaricato [t]	Differenza prove Carico	Differenza prove Peso
10	13:28:30	128	26,5	12,7	25,4	14	1,1	1,3
		121	24,6	14,6	23,8	15,7	0,8	1,1
		129	26,6	12,5	25,7	13,7	0,9	1,2
5	15:08:00	84,3	15	24	14,1	25,6	0,9	1,6
		94,7	18,2	21	16,7	22,9	1,5	1,9

Figura 4.74: Divergenze dati DMS con simulazione circuito aperto 2

Per analizzare globalmente il comportamento del modello di simulazione, sono state eseguite due prove significative, finalizzate a studiare il sistema durante l'attivazione e il funzionamento del galleggiamento nelle sequenze previste.

La prima simulazione prevede la sequenza operativa in cui, attivando il galleggiamento nei primi secondi della simulazione si inizia con la discesa del modulo a 30 cm/ necessaria per raggiungere la quota teorica di scavo in 30 secondi. Successivamente, al raggiungimento di questa soglia temporale, la velocità viene progressivamente ridotta, passando a 10 cm/min in due secondi, una transizione studiata per adattarsi alle esigenze di lavorazione. Dal secondo 32 al secondo 35, il modulo continua a muoversi a questa velocità ridotta fino al contatto con il terreno, momento in cui inizia una fase di scarico graduale del peso.

Durante questa fase, 13.7 tonnellate del peso del modulo vengono trasferite al terreno. Questo processo provoca fluttuazioni di pressione e portata all'interno del circuito oleodinamico, che tuttavia si stabilizzano rapidamente, consentendo l'avvio della fase utile di scavo. Tale fase prosegue fino al secondo 60, quando il galleggiamento viene temporaneamente arrestato. Una volta raggiunto questo punto, il sistema oleodinamico riprende progressivamente il controllo del peso del modulo, senza però sollevare il modulo. Stabilite nuovamente le condizioni operative ottimali, lo scavo riprende, con il peso di 13.7 tonnellate nuovamente scaricato al terreno. La simulazione di questa sequenza è rappresentata con i parametri principali di lavoro in *figura 4.75*. È importante notare che, sebbene le fasi di penetrazione del modulo nel terreno e di ripristino siano state incluse nella simulazione in modo concettuale, non sono state effettivamente implementate tutte queste caratteristiche a causa dei limiti intrinseci del modello rappresentato in *figura 4.64*.

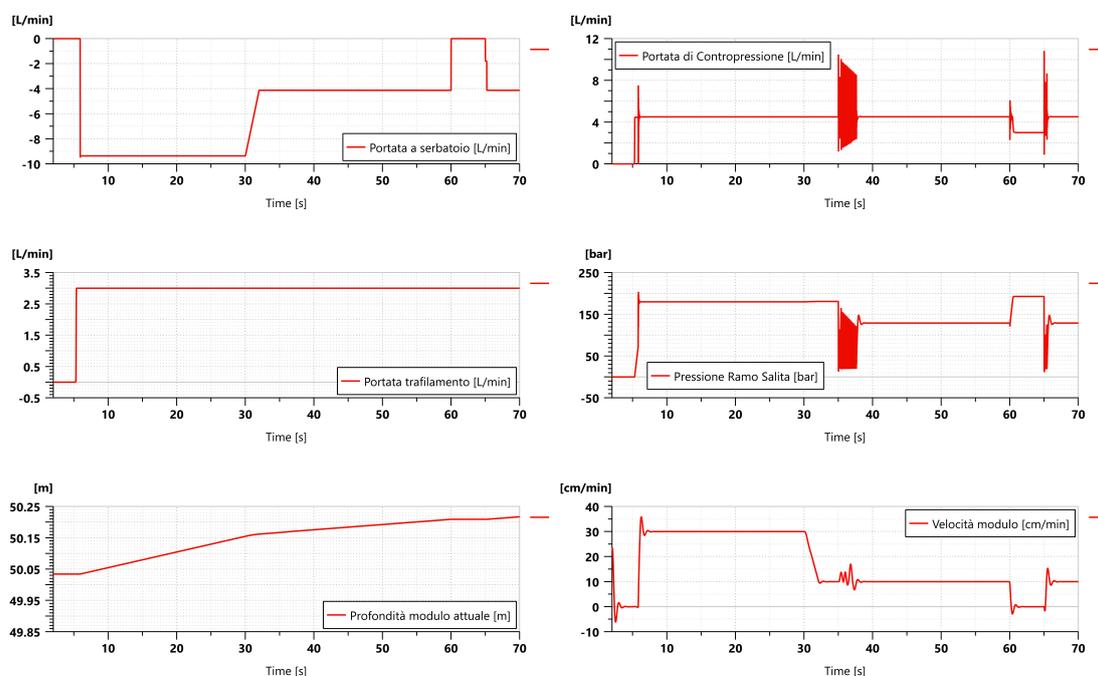


Figura 4.75: Prestazioni 1° simulazione di galleggiamento secondo sequenze operative

La seconda simulazione, più semplice sia da implementare sia da concettualizzare, inizia con il galleggiamento attivato e con il peso di 13.7 tonnellate già scaricato al terreno. Tale configurazione è possibile quando il galleggiamento è stato precedentemente bloccato definitivamente, consentendo di mantenere le condizioni di scavo già descritte. Successivamente, dal secondo 5 vengono soddisfatte le condizioni per inizio di galleggiamento che procederà a 10 cm/min fino al secondo 30. In questo istante, l'operatore comunica al sistema lo scambio dell'argano di lavoro che passa da quello posteriore a quello anteriore. Attendendo il tempo sufficiente a verificare nuovamente le sequenze di pressurizzazione e sfreno dell'argano anteriore, il movimento in galleggiamento ricomincia nuovamente ma con il bloccaggio dell'argano posteriore. I parametri che descrivono questa seconda prova sono riassunti in *figura 4.76*, evidenziando l'efficacia del modello nel gestire transizioni operative e dinamiche di peso.

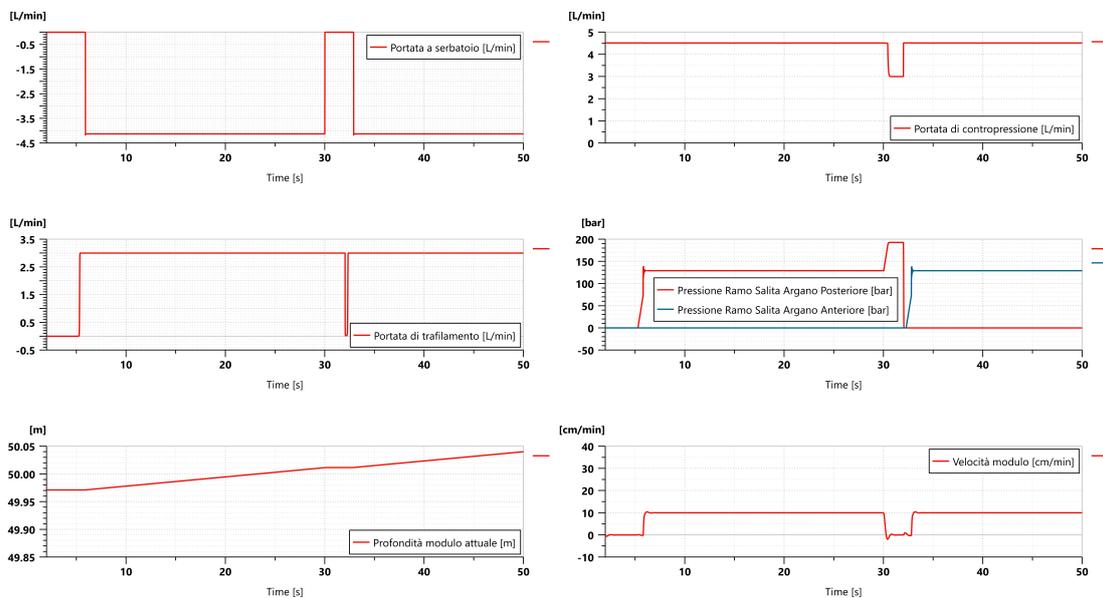


Figura 4.76: Prestazioni 2° simulazione di galleggiamento secondo sequenze operative

Conclusioni

Le analisi e le simulazioni condotte hanno confermato la validità del modello implementato, rivelandolo uno strumento efficace per comprendere i principi di funzionamento del sistema di movimentazione dell'unità fresante e per verificare la solidità delle scelte progettuali adottate. Nonostante ciò, alcune limitazioni significative emergono, tra cui l'impossibilità di analizzare con precisione le fasi transitorie di scambio tra i circuiti oleodinamici aperto e chiuso, nonché le dinamiche legate all'inversione della movimentazione. Tali limiti obbligano a interrompere e modificare i parametri simulativi, riducendo la precisione nell'analisi dei transitori e spostando il focus dello studio sulle fasi di regime operativo della macchina. Un approccio più raffinato potrebbe essere raggiunto unendo le due tipologie di circuito e integrando segnali di controllo più sofisticati, come l'implementazione del controllo PID, accompagnati da modelli che tengano conto delle interazioni con il fluido circostante e della tipologia di terreno da scavare. Questi miglioramenti, integrati con delle informazioni di cantiere riguardo le caratteristiche del bagno bentonitico e le prestazioni da avere in funzione al terreno da scavare, permetterebbero di stabilire una relazione diretta tra l'operatività del circuito e le caratteristiche del terreno, consentendo uno studio più dettagliato e completo del sistema. Un ulteriore passo avanti potrebbe essere rappresentato dall'introduzione di un'interfaccia dedicata che faciliti la simulazione di sequenze operative complesse, rendendo il modello più versatile e in grado di supportare efficacemente le esigenze di sviluppo.

Tuttavia, è necessario considerare le implicazioni normative legate alla presenza del circuito aperto per sistemi che coinvolgono la Compattazione Dinamica. In tale contesto, potrebbe essere più opportuno orientarsi verso soluzioni coerenti con la strategia aziendale, concentrandosi sullo sviluppo del sistema di galleggiamento in circuito chiuso. Ciò comporterebbe però un'analisi più approfondita delle portate di fuga da componenti come pompe e motori, già evidenziate nelle simulazioni, e dovute essenzialmente al dimensionamento di tali componenti, pensato per soddisfare anche le esigenze di tecnologie diverse dall'Idrofresa. Questo dimensionamento, sebbene necessario, si traduce in un sovradimensionamento per le specifiche esigenze di galleggiamento, complicando ulteriormente la possibile gestione di tale

funzionalità in circuito chiuso. Nonostante questa difficoltà legata alle inefficienze di componenti reali e quindi inevitabili, questo studio ha proposto ed esposto le diverse cause limitanti che attraverso controlli più accurati nel presente possano fornire un'ottica di manutenzione preventiva migliore. Tali conoscenze offrono una base solida per considerare, in futuro, un'implementazione completamente in circuito chiuso, a condizione che vengano adottate soluzioni mirate a compensare le problematiche emerse.

Un'opzione praticabile potrebbe essere l'introduzione di circuiti di bypass dedicati ai singoli circuiti chiusi, connessi ma separati quando non in funzione dalle linee idrauliche principali tramite componenti di tenuta adeguati, in modo simile a quanto concettualizzato per il circuito aperto. In questi bypass si potrebbero integrare sistemi di regolazione per ottimizzare il controllo delle portate di galleggiamento e contropressione. Qualora le normative accettino questo compromesso, si potrebbe ulteriormente semplificare questa soluzione prevedendo un unico circuito di bypass, dimensionato per gestire in modo alternato entrambi i circuiti e garantire la continuità operativa con un approccio più snello.

Alla luce delle problematiche tecniche esaminate, il circuito aperto si conferma come la soluzione più adatta per gestire il galleggiamento, grazie alla capacità di mitigare le perdite e di garantire un funzionamento delle pompe in linea con il loro dimensionamento nominale. Tuttavia, le analisi condotte hanno fornito una base metodologica solida per sviluppare ulteriormente il sistema di movimentazione del modulo fresante, sia in circuito chiuso sia in circuito aperto. Questo studio rappresenta non solo un contributo tecnico concreto per migliorare le prestazioni della SC 130 Tiger Plus, ma anche un modello di approccio alle problematiche reali in contesti aziendali, dove sono richieste soluzioni innovative. L'elaborato sottolinea come l'ottimizzazione di un sistema richieda necessariamente una visione globale e integrata, un principio concretizzato attraverso un'attenta analisi dello stato dell'azienda, l'identificazione dei fattori di dipendenza sia tecnici che gestionali dagli obiettivi da perseguire, la formulazione di ipotesi e la proposta di soluzioni progettuali.

Bibliografia

- [1] TreviGroup. *Loghi ufficiali del Gruppo Trevi*. (cit. alle pp. 4,8). 2025. URL: <https://www.trevigroup.com>.
- [2] FTA (Foundation Technology Academy) in collaborazione con il Communication Dept. Trevi Group. *Accendiamo le macchine: Materiale didattico interno aziendale*. (cit. alle pp. 4, 9, 16). Trevi Group, 2023.
- [3] TreviGroup. *Cantieri nel mondo*. Immagini tratte dai media gallery aziendale, (cit. alle pp. 5 - 7, 17, 146). 2025. URL: <https://www.trevigroup.com/it/MediaGallery>.
- [4] Federico Pagliacci. *Ingegneria del sottosuolo, una guida alle tecnologie*. Seconda edizione. Materiale interno aziendale, riservato e non pubblicato, (cit alle pp. 17 - 23, 37 - 39). Trevi Group, 2019.
- [5] GeoMarche. *Prove su terreni e roccia*. Ultimo accesso: marzo 2025; (cit alla pp. 18). URL: <https://www.geomarche.org/home/prove-terreni/roccia>.
- [6] Trevi Group. *Tecnologia Idrofresa*. Materiale distribuito internamente da Communication Dept. Trevi Group. Brochure interna aziendale, riservata (cit alle pp. 24 - 36). Trevi Group.
- [7] FTA (Foundation Technology Academy) in collaborazione con il Communication Dept. Trevi Group. *SC Escavatori idraulici a fune*. (cit. alle pp.42 - 49). Trevi Group, 2023.
- [8] Comitato Europeo di Normazione (CEN). *EN 16228-1:2014 + A1:2021 - EN16288-5:2014 + A1:2021 - Macchine per lavori di fondazione*. Norma ufficiale del Comitato Europeo di Normazione. Normativa europea che racchiude la tecnologia Idrofresa, (cit. alla pp. 52). 2021.
- [9] Comitato Europeo di Normazione (CEN). *EN 474-12:2022 - Escavatori a fune*. Norma ufficiale del Comitato Europeo di Normazione. Normativa europea che racchiude la Compattazione Dinamica, (cit. alla pp. 52). 2022.
- [10] Soilmec. *Documentazione tecnica Soilmec*. Materiale interno aziendale riservato, (cit. alle pp. 58, 61 - 64, 68 - 82, 87, 91, 99 - 102). Soilmec, 2025.

- [11] Zollern GmbH & Co. KG. *How Zollern free fall winches work*. Immagine tratta dal video, (cit. alla pp. 64). 2025. URL: <https://youtu.be/FwvNDHc1Xw?si=I5ycxa7edYV0mukE> (visitato il giorno 13/01/2025).
- [12] Soilmec. *Drilling Mate System (DMS) - Interfaccia Utente*. Materiale interno aziendale riservato, (cit. alla pp. 147, 148, 151, 170). Soilmec. 2025.