

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA

CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA

IN INGEGNERIA MECCANICA

Classe LM-33

Sede di Forlì

TESI DI LAUREA

In Progettazione meccanica e costruzione di macchine

**DIMENSIONAMENTO E MODELLAZIONE DI UN DISPOSITIVO DI
BLOCCAGGIO PER ELEMENTI TUBOLARI DA INSTALLARE SU
MACCHINE PERFORATRICI AD ASSE VERTICALE**

CANDIDATO

Lucas Cecchini

RELATORE

Prof. Ing. Vincenzo Dal Re

Anno Accademico 2011/2012

Sessione II^a

<i>Introduzione</i>	1
CAPITOLO 1 DESCRIZIONE DELL'AZIENDA	5
1.1. Parco macchine	5
1.1.1. Pali grande diametro	6
1.1.2. Gru.....	7
1.1.3. Microperforazione.....	8
1.2. Tecnologie di lavoro per la perforazione	9
1.2.1. Tecnologia Large Diameter Pile	9
1.2.2. Tecnologia Contiunos Flight Auger.....	10
1.2.3. Tecnologia Cased Auger Pile.....	11
1.2.4. Tecnologia Turbo Jet	11
1.2.5. Tecnologia Displacement Pile	11
CAPITOLO 2. MASSIMA PROFONDITA' DI INTUBAGGIO	13
2.1. Confronto tra LDP e CAP.....	13
2.1.1. LDP nello specifico (cambiare nome)	13
2.1.2. CAP nello specifico (cambiare nome)	17
2.2. Le forze durante la perforazione	19
2.2.1. Tipologie di terreno.....	19
2.2.2. Le forze d'attrito causate dal calcestruzzo	22
2.2.3. Le forza d'attrito causate dal terreno	23
2.2.4. Foglio di calcolo Excel per il calcolo delle forze d'attrito.....	25
CAPITOLO 3. IL SISTEMA DI AGGANCI	27
3.1. Analisi dei carichi sul catenaccio.....	28
3.1.1. Verifica a taglio del catenaccio.....	29

3.1.2.	Verifica per l'inserimento del catenaccio	33
3.1.3.	Verifica per l'estrazione del catenaccio	35
3.2.	Verifica di resistenza del martinetto	39
3.2.1.	Camicia e fondello	39
3.2.2.	Carico di punta	41
3.2.3.	Collegamento fra testa e camicia	42
3.2.4.	Collegamento fra pistone e stelo	44
3.2.5.	Pressioni massime di contatto	46
3.2.6.	Foglio di calcolo Excel	48
3.3.	Analisi dei collegamenti bullonati	55
3.3.1.	Collegamento fra guida catenaccio e bicchiere.....	55
3.3.2.	Collegamento fra guida catenaccio e martinetto.....	56
3.4.	Il collegamento fra martinetto e catenaccio	57
3.4.1.	Gioco in spinta	58
3.4.2.	Gioco in tiro	59
3.5.	Dispositivo di controllo	60
3.5.1.	Leva di controllo	62
3.5.2.	Dimensionamento molla di torsione	64
CAPITOLO 4	IL SISTEMA DI POMPAGGIO	67
4.1.	Il martinetto di pompaggio	68
4.1.1.	Volume di olio da trasferire al sistema di aggancio.....	70
4.1.2.	Dimensionamento del martinetto di pompaggio.....	71
4.1.3.	Dimensionamento della molla di compressione	73
4.1.4.	Fissaggio alla macchina del martinetto di pompaggio.....	78
4.2.	Il serbatoio dell'olio	83
4.2.1.	Dimensionamento del serbatoio	84

4.2.2.	Forma del serbatoio.....	85
4.2.3.	Posizionamento e fissaggio del serbatoio sulla rotary	86
4.3.	L'accumulatore	89
4.3.1.	Vari tipi di accumulatori	90
4.3.2.	Dimensionamento dell'accumulatore	91
4.3.3.	Scelta dell'accumulatore a catalogo.....	94
4.3.4.	Forma dell'accumulatore	95
4.3.5.	Posizionamento e fissaggio dell'accumulatore sulla rotary.....	96
CAPITOLO 5	IL SISTEMA DI AZIONAMENTO	99
5.1.	Il martinetto di azionamento	100
5.1.1.	Dimensionamento del martinetto di azionamento	102
5.1.2.	Verifica di resistenza del martinetto di azionamento.....	105
5.1.3.	Posizionamento del martinetto sulla macchina.....	106
5.1.4.	Fissaggio del martinetto di azionamento sulla macchina	107
CAPITOLO 6	MODELLAZIONE DELL'IMPIANTO	113
6.1.	Semigiunto maschio e femmina.....	113
6.2.	Martinetto di aggancio	116
6.3.	Martinetto di pompaggio	118
6.4.	Martinetto di azionamento	122
6.5.	Serbatoio	125
6.6.	Staffe di spinta	129
6.7.	Staffe di contenimento	133
CAPITOLO 7	ANALISI DEI COSTI.....	137
7.1.	Costo della carpenteria.....	137

7.2.	Costo dei martinetti.....	140
7.3.	Costo dei prodotti commerciali.....	143
7.4.	Confronto peso-costo.....	146
	<i>Conclusioni e sviluppi futuri</i>	149
	<i>Bibliografia</i>	157
	<i>Ringraziamenti</i>	159

INTRODUZIONE

Nel presente lavoro di tesi viene descritto il progetto e la modellazione di un'attrezzatura innovativa utilizzabile su macchine perforatrice ad asse verticale dell'azienda Soilmec S.p.A..

Tale attrezzatura permette lo sgancio e l'aggancio automatico di tubi in acciaio di grande diametro durante la realizzazione di una perforazione nel terreno.

L'inserimento, nel terreno, di tubi durante la perforazione, evita il franamento delle pareti nella parte più alta del foro, aumentando il consolidamento delle pareti stesse.

L'operazione consiste nell'agganciare e sganciare, mediante un meccanismo a comando oleodinamico, tubi di grande diametro ad un dispositivo che pone anche in rotazione l'utensile della macchina stessa.

Durante la perforazione è possibile che tali tubi debbano essere movimentati continuamente, traslandoli a quote di perforazione differenti a seconda dell'esigenze dell'operatore ed in funzione della geologia del terreno.

Quando il tubo camicia è completamente inserito nel terreno, la giunzione con il successivo tubo è facilmente compiuta a mano, in quanto può essere realizzata a livello del suolo. Invece, il collegamento tra la sommità del tubo-camicia non ancora inserito nel terreno e la tavola rotante della macchina viene effettuata a diversi metri dal suolo.

La quota è rappresentata dalla lunghezza dello spezzone di tubo che si intende giuntare (o smontare) alla (dalla) batteria di tubi infissi nel terreno. Tale valore può anche arrivare a diversi metri.

Finora, il bloccaggio e lo sbloccaggio di tali tubi è compiuto manualmente dagli operatori ai piedi della macchina (qualora il tubo camicia sia infisso nel terreno e la sua estremità superiore si trovi ad una quota dal piano campagna di circa un metro) avvitando e svitando manualmente vitoni che si imperniano in apposite sedi e che permettono di trasferire coppia e traslazione ai tubi di grande diametro. Nel momento in cui, invece, il tubo-camicia si trova interamente fuori dal piano

campagna (ovvero prima/dopo del suo inserimento/disinserimento nel/dal foro), la quota a cui dovrebbero intervenire gli operatori è posizionata ad un'altezza di diversi metri dal suolo e dunque il loro lavoro può essere effettuato solamente grazie all'ausilio di piattaforme mobili o di pedane che permettano al personale di lavorare ad una certa altezza.

Con lo scopo di esimere tali operazioni, è stato ideato il seguente sistema di bloccaggio automatico che, azionato direttamente dall'operatore che siede nella cabina di comando della macchina perforatrice, permette l'aggancio e lo sgancio del tubo indipendentemente dalla posizione in cui esso si trovi.

Entrando più nello specifico nella descrizione del dispositivo di bloccaggio, la trasmissione della coppia e della traslazione verticale dei tubi è realizzata attraverso l'inserimento di catenacci che si imperniano in apposite sedi femmina, presenti sia nei tubi che si vogliono movimentare ed inserire/disinserire nel terreno, sia nella parte della macchina in cui questi catenacci vengono installati e movimentati.

Lo schema semplificato di tale dispositivo di bloccaggio, rappresentato in figura 1, è costituito principalmente da tre parti: un componente è solidale alla parte della macchina non dotata di moto rotatorio ed ha il compito di azionare la seconda frazione del dispositivo (collegata alla parte rotante della macchina perforatrice), che permette lo scorrimento orizzontale dei catenacci. Per realizzare tale manovra, è stato pensato di montare sulla parte fissa della macchina un martinetto oleodinamico che aziona, a seconda se si vuole agganciare o sganciare il tubo camicia, uno dei due martinetti (che fanno parte del sistema di pompaggio) posti sulla parte rotante della macchina. I secondi martinetti fungono da spintori per i cilindri oleodinamici che movimentano i catenacci, i quali vanno ad impernarsi nelle sedi presenti nel tubo camicia.

Come brevemente accennato, sono presenti due martinetti quasi identici che fungono da sistema di pompaggio: si differenziano dal fatto che uno invia olio ai martinetti che movimentano i catenacci dal lato stelo, mentre l'altro fa fluire l'olio in pressione, ai medesimi martinetti, dal lato fondello.

Di conseguenza, a seconda se si vuole realizzare la manovra di aggancio o sgancio del tubo camicia, occorre azionare il giusto martinetto di pompaggio.

Il collegamento tra il martinetto solidale alla parte fissa ed i due solidali alla parte rotante è permesso attraverso spinta meccanica, realizzata solamente per mezzo del contatto fra le superfici d'estremità (delle piastre) collocate alle estremità degli steli dei martinetti di pompaggio e di azionamento.

Tuttavia, come spesso accade, vi è un prezzo da pagare per l'ottenimento di un tale grande vantaggio: infatti a causa dell'impiego di tale dispositivo di bloccaggio, il diametro massimo di perforazione e di intubaggio viene ridotto.

Questo perché i catenacci, e i relativi martinetti, vengono obbligatoriamente installati sulla superficie cilindrica esterna del semigiunto femmina, che si collega al tubo camicia, in direzione radiale.

Di conseguenza, il diametro massimo di intubaggio e perforazione è fortemente vincolato dall'ingombro in direzione radiale dei martinetti che movimentano i catenacci.

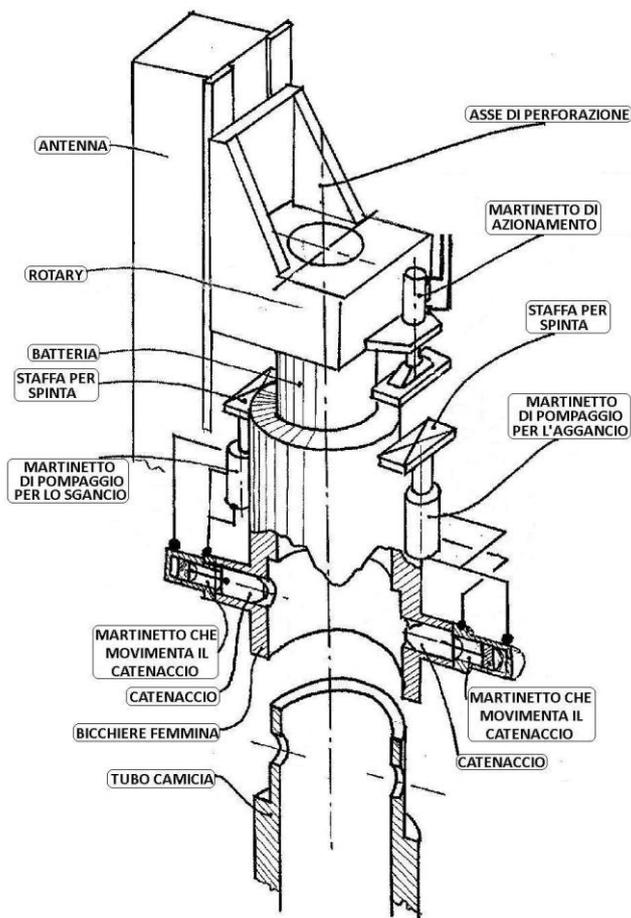


Figura 1: Schema semplificato del dispositivo di bloccaggio.

La presente tesi risulta così strutturata: nella prima parte, dopo una breve introduzione sull'azienda, vengono calcolate le massime profondità di intubaggio e di estrazione dei tubi-camicia, in relazione al terreno ed alla tipologia di tecnologia che si vuole adottare per la realizzazione del palo in calcestruzzo. Nel terzo, quarto e quinto capitolo, si realizza il dimensionamento di tutti i dispositivi che compongono il sistema di bloccaggio automatico.

Nella penultima parte viene analizzata la modellazione dell'intero sistema di bloccaggio, nella quale verrà posta l'attenzione sulle varie scelte aziendali assunte per la realizzazione dei vari componenti meccanici.

Nell'ultima parte è condotta un'analisi economica sull'intero dispositivo di bloccaggio con lo scopo di poter conoscere orientativamente il prezzo di mercato del meccanismo.

1

DESCRIZIONE DELL'AZIENDA

Soilmec è azienda leader a livello internazionale nella progettazione, produzione e distribuzione di macchinari ed attrezzature per l'ingegneria del sottosuolo. Venne fondata nel 1969 dall'imprenditore Davide Trevisani.

Le macchine Soilmec sono usate quotidianamente in cantieri di tutto il mondo per la costruzione di ponti, viadotti, autostrade, gallerie, linee metropolitane e ferroviarie ed edifici di ogni tipo.

Grazie ad un'ampia ed aggiornata gamma di prodotti ed all'aumento della capacità produttiva, Soilmec è diventata società di riferimento nel settore delle tecnologie del sottosuolo.



Figura 2: Logo Soilmec.

1.1 Parco macchine

Soilmec produce svariate tipologie di macchinari per la lavorazione del sottosuolo e non solo.

Al fine di risultare sempre più competitiva all'interno del mercato delle macchine per la lavorazione del sottosuolo, Soilmec offre ai propri clienti un'ampia gamma di macchinari, distinti a seconda delle differenti tipologie di lavorazioni che si vogliono eseguire.

Viene riportata una breve carrellata delle quattro principali diverse tipologie di macchine del gruppo Soilmec.

1.1.1 Pali grande diametro

Il macchinario per pali “di grande diametro” (Figura 3) viene utilizzato per la realizzazione di pali in calcestruzzo, il cui diametro può variare dai 600 millimetri ed arrivare, per le macchine più grandi, fino a 2 metri.

Il macchinario da palo, sostanzialmente, attraverso una specifica tipologia di utensile, può:

- Scavare un foro nel terreno e successivamente gettare all’interno del calcestruzzo al fine di realizzare un palo gettato in opera.
- Infiggere elementi prefabbricati utilizzati come opere fondazionali (pre-cast).
- Penetrare nel terreno, iniettare della “boiaccia”, la quale miscelata al terreno, realizza un agglomerato di materiale resistente, impermeabile e molto solido.

La profondità di tali fori, e dunque l’altezza di tali pali, può anch’essa variare a seconda della macchina che si impiega. Le profondità raggiungibili possono arrivare fino a 40-50 metri.

Come è facile intuire, la profondità raggiunta, è funzione dei seguenti parametri:

- Tipologia di lavorazione che si vuole impiegare per la realizzazione del palo;
- Tipologia di macchina di cui ci sia avvale per porre in opera il palo;
- Geologia del terreno.

Il diametro del palo che si realizza è funzione delle dimensioni dell’utensile installato sulla batteria della macchina perforatrice. Gli utensili possono essere di diversa forma (Figura 4) e diametro a seconda del palo che si vuole costruire, dalla presenza di una falda acquifera nel punto in cui si pone in opera il palo e dalla granulometria del terreno.



Figura 3: Macchina per palo grande diametro SR80.

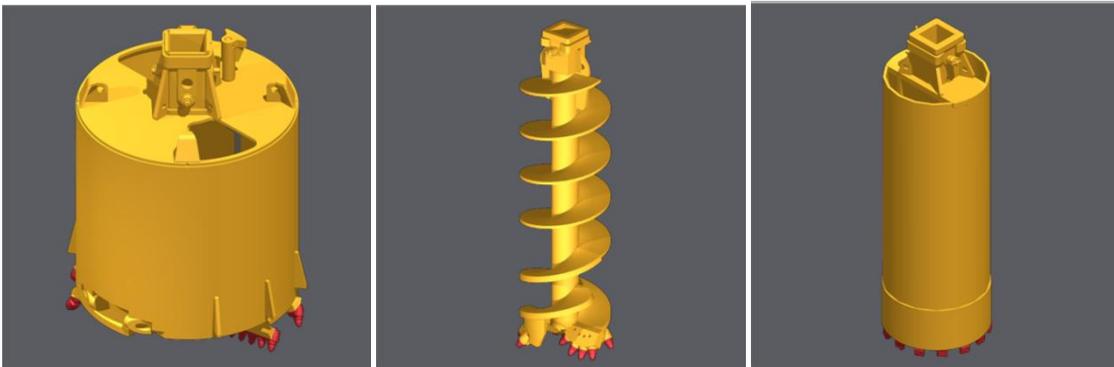


Figura 4: Utensili per la realizzazione di pali di grande diametro.

1.1.2 Gru

Le gru cingolate Soilmec sono state progettate come macchine dedicate e, al contempo, multifunzionali. La macchina può essere configurata per lavorare con idrofresa, rotary idraulica, vibratore, benna idraulica o meccanica, ecc.

A seconda della tipologia di lavoro che occorre svolgere, del tipo di peso da sollevare e dalla dimensione del cantiere in cui deve operare la macchina, è possibile scegliere fra 7 differenti gru cingolate Soilmec.



Figura 5: Gru cingolata SC-65.

1.1.4 Microperforazione

All'interno della categoria micro perforazione, sono presenti tutte quelle macchine Soilmec atte a realizzare micropali ed ancoraggi, perforazioni geotermiche, perforazioni in tunnel e gallerie ed infine sondaggi.

La caratteristica principale di tali macchine è il ridotto ingombro che possiedono, dato che devono spesso operare nel sottosuolo, in cui gli spazi di lavoro risultano molto limitati.

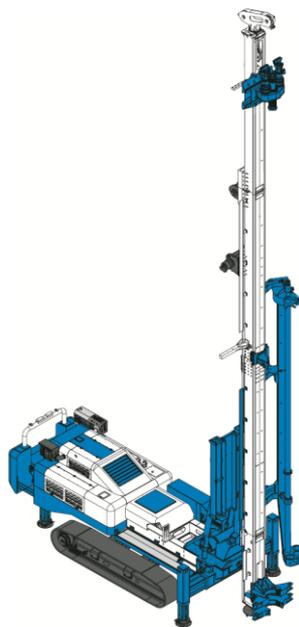


Figura 6: Macchina per microperforazione SM-28.

1.2 Tecnologie di lavoro per la perforazione

La posa in opera di un palo può essere differente, a seconda di diverse variabili. Un palo può essere fatto scavando nel terreno e, successivamente, apportando il calcestruzzo come miscela di acqua, cemento ed inerte (ghiaia) direttamente nel foro, attraverso le betoniere.

Naturalmente tale operazione implica il previo spostamento, in un'altra giacenza del cantiere, del materiale appena rimosso dal foro. Nel caso in cui si voglia realizzare una barriera impermeabile, l'asportazione del terreno può essere evitata, inserendo alle diverse profondità una miscela di acqua e cemento (o ternaria acqua + cemento + bentonite) per variare le caratteristiche originarie del terreno e conferirgli la voluta resistenza meccanica ed impermeabilità.

Vengono riportate le principali tecnologie di lavorazione delle macchine Soilmec, facenti parti del parco macchine per "pali di grande diametro".

1.2.1 Tecnologia Large Diameter Pile

Con la tecnologia Large Diameter Pile, comunemente denominata LDP, è possibile realizzare semplici fori nel terreno.

Tale tecnologia è composta principalmente da due fasi che si susseguono in maniera cadenzata e ripetitiva:

- Scavo per una data profondità legata all'altezza dell'utensile;
- Scarico dell'utensile.

Di conseguenza, la rapidità con cui si realizza il foro non è eccessivamente alta, poiché si susseguono continuamente frazioni di tempo in cui la macchina è impiegata a scaricare l'utensile e non è possibile avanzare nell'esecuzione dello scavo.

L'utensile, movimentato da aste telescopiche che vengono sfilate all'aumentare della profondità del foro, può essere principalmente di 2 tipi:

- Bucket: questo è un grande "secchio" che, scavando, raccoglie il terreno al suo interno. Una volta pieno, si toglie l'utensile dal foro e uscito dal centro foro (ruotando la torretta) si preme un meccanismo, grazie al quale si apre una porta che permette di svuotare il bucket.

Tale utensile è idoneo allo scavo in terreni sciolti o in presenza di acqua.

- Trivella: questo utensile ha una geometria ad elica, tra i cui vani si va ad inserire il terreno. Per scaricare l'elica, si solleva l'utensile dal foro, ci si sposta e si opera la manovra di spin-off; in sostanza si mette in rotazione a grande velocità l'utensile. Il terreno, per effetto della forza centrifuga, viene evacuato verso l'esterno, liberando l'utensile. Tale utensile è idoneo allo scavo in terreni duri, compatti e coesivi.

Occorre tenere presente che, all'aumentare della profondità del foro, il terreno alle pareti dello scavo inizia a crollare. Per evitare questo, si va ad apportare un fluido, come acqua, una miscela di acqua + bentonite (fluido tixotropico) o resine polimeriche con densità superiore a quella dell'acqua, all'interno del foro. Questo permetterà di generare, attraverso la spinta idrostatica del fluido, una pressione sulle pareti del foro, evitando il loro collasso.

Inoltre, durante l'esecuzione del foro per la realizzazione di un palo di fondazione, può risultare necessario intubare il foro, nella parte più vicina al piano campagna, con il fine di stabilizzare le pareti del foro stesso. In tale maniera si evita il collasso di terreno al suo interno.

Il sistema di bloccaggio, argomento della seguente tesi, permette l'aggancio/sgancio automatico di tali tubi durante la perforazione.

1.2.2 Tecnologia Continuous Flight Auger

Tale tecnologia, denominata CFA, consente di ottenere pali per mezzo di un utensile ad elica che penetra nel terreno per tutta la sua lunghezza (è possibile raggiungere profondità maggiori alla lunghezza dell'elica grazie a delle aste telescopiche, alle quali è collegata l'elica, che possono sfilarsi durante l'esecuzione del foro).

Una volta arrivati alla profondità desiderata, l'utensile viene estratto. Durante l'estrazione si procede con la rimozione del terreno depositatosi sull'elica, per mezzo del cosiddetto "pulitore".

Nella fase di risalita dell'utensile, partendo con l'estremità dell'elica nei pressi del fondo del foro, viene iniettato all'interno del foro stesso il calcestruzzo per l'esecuzione del palo.

L'utensile ad elica, infatti, possiede un passaggio interno che consente al calcestruzzo di poter transitare attraverso l'utensile stesso; quando questo viene estratto dal terreno, il calcestruzzo inizia ad essere versato nel foro, così da riempire il volume che viene a mancare. In tal maniera si ovvia al problema del possibile collasso delle pareti del foro all'interno della cavità appena realizzata.

L'impiego di tale tecnologia induce l'utilizzo di una serie di macchinari, quali silos e pompe, che hanno il compito di far giungere nei pressi del foro il calcestruzzo.

1.2.3 Tecnologia Cased Augered Pile

La tecnologia CAP, si discosta di poco dalla tecnologia CFA. Infatti, è sempre presente un utensile ad elica. Tale utensile, tuttavia, si trova all'interno di un tubo che possiede un diametro leggermente superiore al diametro massimo dell'elica. Durante la perforazione, vengono posti in rotazione, con verso opposto, sia il tubo che l'elica tramite due differenti rotary. In tale maniera il materiale lavorato tende a risalire il tubo, fuoriuscendo dal foro.

1.2.4 Tecnologia Turbo Jet

In questa tecnologia, l'utensile, costituito da lame opportunamente sagomate, è posto in rotazione da un'asta liscia. Tale utensile, dotato di moto rotatorio, sminuzza e taglia il terreno che viene miscelato meccanicamente con la boiaccia di cemento, la quale fuoriesce ad alta pressione da opportuni ugelli posti sull'utensile stesso.

Di conseguenza, si realizza un palo frutto della miscelazione meccanica di terra e boiaccia di cemento.

1.2.5 Displacement Pile

Con la tecnologia dei pali a costipamento (DP), invece, l'utensile (di forma conica) penetra nel terreno, lo smuove e lo spinge contro le pareti del foro; in tale

maniera non è necessario trasportare il materiale appena scavato in altri siti del cantiere.

Tale tecnologia risulta molto utile qualora vengono effettuate perforazioni in terreni contaminati: il terreno appena scavato, e contaminato, provocherebbe una contaminazione del sito in cui verrebbe successivamente trasferito. Oltre a tale vantaggio di natura ambientalistico, occorre ricordare che non è necessario pagare per lo smaltimento dei detriti portati in superficie durante l'esecuzione del palo. Infatti, in tale tecnologia, non vi è presenza di detriti.

2 MASSIMA PROFONDITA' DI INTUBAGGIO

È facilmente intuibile che le proprietà geologiche del terreno incidono in maniera significativa sulla scelta della tecnologia da adottare per l'esecuzione di una perforazione, con il fine di realizzare un palo in calcestruzzo.

Infatti, soprattutto in presenza di terreni incoerenti come ghiaia o sabbia, sono molto frequenti i crolli delle pareti nella parte più alta del foro appena realizzato. Tali crolli sono assolutamente da evitare, poiché nel foro appena scavato, dovrà essere versato il calcestruzzo per la realizzazione del singolo palo.

2.1 Confronto tra LDP e CAP

Per evitare tali franamenti, tra le differenti possibili soluzioni adottabili in cantiere, vengono di seguito analizzate più in dettaglio due tecnologie, già brevemente descritte nel Capitolo 1.

Tali tecnologie sono la “Large Diameter Pile” (LDP) e la “Cased Augered Pile” (CAP).

Entrambe le tecnologie sono caratterizzate dall'impiego di un tubo in acciaio che, inserito all'interno del foro, stabilizza le pareti del foro stesso. Il sistema di bloccaggio, l'argomento del seguente lavoro di tesi, permette l'aggancio e lo sgancio rapido di tali tubi durante le varie fasi di una classica perforazione.

2.1.1 LDP

In Figura 7 viene rappresentata una macchina Soilmec della famiglia SR, che dispone di un utensile idoneo per operare in LDP.

Come si può notare, in LDP, la macchina perforatrice (1), dispone di un utensile (2) agganciato rigidamente ad una asta rotante (3) (denominato batteria) che viene posto in rotazione da un dispositivo chiamato rotary (4).

Come già accennato, l'utensile può possedere differenti forme, a seconda della tipologia di terreno che viene perforato ed in base alle dimensioni del foro.



Figura 7: Macchina perforatrice in lavorazione con tecnologia LDP.

Tale lavorazione risulta essere “intermittente”: infatti, nel momento in cui l'utensile è completamente pieno di terra, occorre estrarlo dal foro e svuotarlo attraverso diversi sistemi, che si differenziano in base alla forma dell'utensile stesso (in Figura 8 viene rappresentato quell'istante). Dato che l'altezza dell'utensile risulta inferiore alla profondità dello scavo, vi sono punti del foro

che non vengono “contenuti” da nessun tipo di dispositivo. Raggiunte delle profondità dell’ordine di qualche metro, le pareti del foro più vicine al piano campagna possono crollare all’interno del foro stesso. Per evitare questo, gli operatori presenti sul piano campagna, avvitano ad un “bicchiere(5)”, movimentato anch’esso dalla rotary, un tubo in acciaio (chiamato in gergo tecnico “camicia”) (6) di diametro interno leggermente superiore al diametro di lavoro dell’utensile. Il collegamento è realizzato tramite delle viti speciali (7), spesso chiamate in gergo “vitoni”.

Tali vitoni, vengono avvitati in direzione radiale al bicchiere, imperniandosi in opportune boccole circolari presenti nella camicia.

I vitoni, realizzando un collegamento tra bicchiere e camicia, consentono all’operatore a bordo della perforatrice di traslare e porre in rotazione lo stesso tubo-camicia durante l’esecuzione del foro. La lunghezza di tali tubi può arrivare anche a 15 – 20 metri.

L’intubaggio previene il franamento dello scavo ed evita l’uso dei fanghi stabilizzanti. L’uso di casing è la miglior garanzia di verticalità e rettilineità dello scavo. Quando il terreno include frammenti rocciosi o trovanti, che tendono a fare deviare le aste dall’asse previsto, si raccomanda la perforazione intubata. In caso contrario le aste possono subire seri danni.

I tubi camicia possono essere di due tipi: tubi a “ a perdere” oppure tubi “non a perdere”.

Con il termine “ a perdere”, si indica quel tubo-camicia che inserito all’interno del foro, non viene estratto alla fine dell’afflusso del calcestruzzo all’interno del foro stesso. Di conseguenza, il tubo in acciaio viene lasciato all’interno del foro; qualora si voglia realizzare un secondo foro, occorre utilizzare un nuovo tubo camicia.

I tubi “ non a perdere”, invece, sono quei tubi che vengono estratti dal foro alla fine della fase in cui si versa all’interno del foro il calcestruzzo. Di conseguenza, tali tubi possono essere utilizzati per l’esecuzione di più fori, e dunque possono essere riutilizzati più volte.

La sequenza di operazioni da compiere per agganciare la camicia, risulta la seguente:

- Il tubo viene posizionato nei pressi del foro, in direzione verticale, attraverso una gru o tramite un argano presente sulla macchina perforatrice stessa (1);
- L'operatore a bordo della perforatrice, posiziona il bicchiere in direzione coassiale al tubo ed ad una quota maggiore della lunghezza del tubo-camicia (2);
- Un operatore, tramite una piattaforma mobile, viene portato nei pressi del bicchiere ad una quota di circa 10 metri ed avvita manualmente, attraverso un'apposita chiave a brugola, i vitoni (3);
- È possibile procedere con l'esecuzione del foro, dato che il tubo risulta rigidamente vincolato al bicchiere (4);
- Terminata l'esecuzione del tubo, è possibile sganciare la camicia (che si trova interamente nel terreno), grazie all'operato di manovali che svitano i vitoni sul piano campagna (5).

In Figura 8 vengono rappresentate le seguenti operazioni.

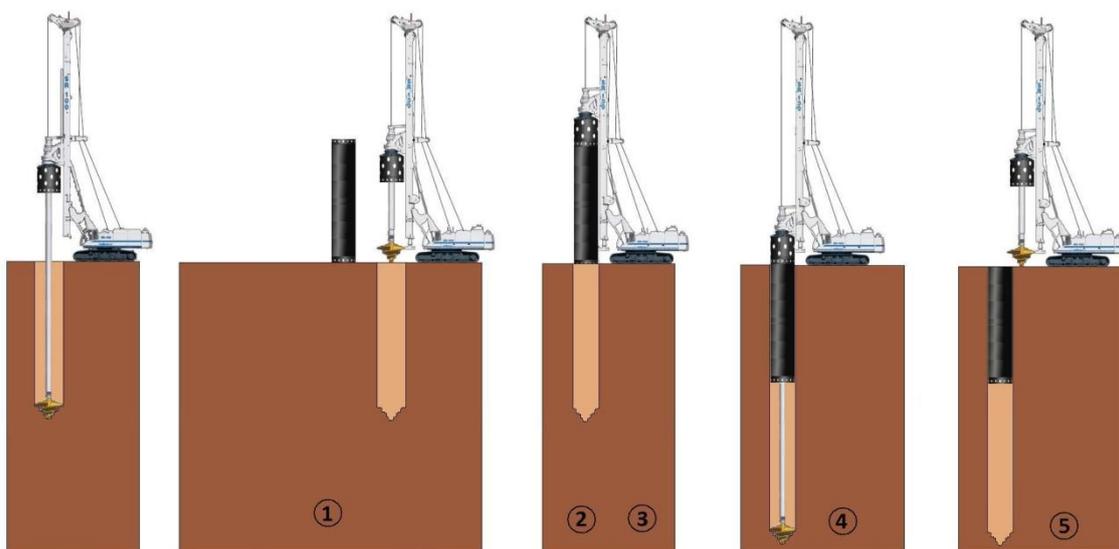


Figura 8: Sequenza di operazioni per agganciare e sganciare la camicia.

Qualora la profondità di inserimento del tubo sia maggiore rispetto alla lunghezza del tubo stesso, è possibile saldare o collegare, tramite dei giunti di qualsiasi tipo, al tubo appena immesso nel terreno un secondo tubo.

Naturalmente il diametro dei tubi deve essere identico.

Il collegamento tra un tubo ed il successivo lo si realizza tramite un cordone di saldatura a Y , nel caso in cui il tubo sia a perdere.

Qualora il tubo non sia a perdere, vengono utilizzati giunti a vitoni.

Nella tecnologia LDP sono raggiunte profondità di perforazione dell'ordine di 60-70 m (valore riferito alla macchina SR80) ma generalmente solo una parte di questa profondità viene tubata.

Nei casi in cui il foro sia molto più profondo rispetto alla quota che si intende intubare viene riempito di acqua e bentonite. La presenza della bentonite, miscelata con l'acqua, consente l'ottenimento di due effetti benefici:

- garantisce un maggiore effetto di stabilizzazione del foro, poiché realizza un battente idrostatico maggiore rispetto a quello che genererebbe l'acqua, data la sua maggiore densità;
- la miscelazione con l'acqua impermeabilizza le pareti del foro (realizzando il cosiddetto "cake") evitando la fuoriuscita dell'acqua attraverso le fessure presenti nel terreno.

Durante il versamento del calcestruzzo all'interno del foro, che avviene dal fondo grazie ad appositi tubi (detti appunto "tubi getto"), occorre aspirare la miscela di acqua e bentonite attraverso pompe presenti in cantiere.

2.1.2 CAP

La tecnologia CAP (Cased Auger Piles) risulta molto differente rispetto alla LDP. L'utensile (1), come già accennato nel capitolo 1, è costituito da un'elica continua la cui lunghezza può arrivare ad oltre 20 metri nelle macchine più grandi. Oltre all'utensile, è presente un tubo (2) di diametro interno leggermente superiore a quello dell'elica. Tubo ed elica vengono posti in rotazione (con verso opposto) da 2 rotary (3) indipendenti collegate all'antenna (4) della macchina (5).



Figura 9: Macchina perforatrice in lavorazione con tecnologia CAP.

Grazie alla rotazione in verso opposto di utensile e camicia, il materiale tende a risalire il tubo e fuoriuscire dalla sua estremità superiore.

Di conseguenza, il tubo in acciaio, assolve i seguenti compiti:

- permette la fuoriuscita dal foro del materiale scavato attraverso un effetto coclea.
- contiene e stabilizza le pareti del foro durante lo scavo;
- guida l'utensile ad elica, evitando le sue possibili deviazioni durante la sua corsa.

L'avanzamento all'interno del foro dell'utensile e del tubo risulta disgiunta: infatti, nel caso in cui la macchina perforatrice dispone di una prolunga sull'asta, la profondità di perforazione raggiunta risulta maggiore rispetto alla lunghezza del tubo.

Con la tecnologia CAP vengono raggiunte profondità di perforazione inferiori rispetto alla LDP.

Tuttavia, in confronto sempre alla tecnologia LDP, l'esecuzione di un palo di lunghezza di circa 20 metri risulta molto più rapida.

Questo è dovuto a:

- assenza dei periodi in cui la macchina è impiegata a scaricare l'utensile e non può perforare.
- mancanza dei periodi in cui la macchina è impiegata ad agganciare sganciare il tubo camicia, dato che questo risulta sempre solidale alla rotary della macchina.

Ritornando alla descrizione della tecnologia CAP, terminato lo scavo, segue il versamento all'interno del foro del calcestruzzo.

Il calcestruzzo transita all'interno della cavità presente dentro l'elica e viene fatto fluire all'interno del foro.

Contemporaneamente alla risalita verso l'alto dell'utensile, il calcestruzzo è versato all'interno del foro: in questa maniera l'elica dell'utensile non entra in contatto con il calcestruzzo.

2.2 Forze e coppie di perforazione

Nel seguente paragrafo viene descritta la metodologia attraverso la quale sono state determinate le forze e le coppie d'attrito che nascono nel momento in cui il tubo-camicia viene inserito o estratto dal terreno.

Tale trattazione risulta molto importante, dato che è possibile determinare la massima profondità di intubaggio ed estrazione per ogni singola macchina che adotta come tecnologia di perforazione la LDP o la CAP.

Nella fase di perforazione, in LDP, il tubo viene inserito nella parte alta del foro, applicando al tubo stesso un moto rotatorio ed anche una spinta in direzione verticale verso il basso. Coppia e spinta massima sono valori caratteristici per ogni singola macchina.

Naturalmente, occorre anche considerare il peso proprio del tubo, dato che tale valore non risulta trascurabile considerando che si parla di tubi con diametro nominale che va da 500 a 2000 millimetri di diametro. In questa fase della lavorazione, le coppie d'attrito che si generano, nascono dal contatto del terreno con la superficie interna ed esterna del tubo e dallo strisciamento della superficie anulare del tubo stesso con il terreno.

Nella fase di estrazione, invece, il tubo deve essere sfilato dal foro. In tal caso, occorre conferire al tubo una rotazione ed un tiro in direzione verticale e verso l'alto.

Oltre alle forze d'attrito che si generano a causa del contatto fra le pareti del tubo con il materiale circostante, occorre considerare anche il peso del tubo stesso.

Nelle formule che verranno presentate in seguito, non sono stati inseriti valori numerici, dato che questi variano a seconda della macchina perforatrice e della tipologia di lavorazione che si intende adottare per l'esecuzione del palo in calcestruzzo.

2.2.1 Tipologie di terreni

La geologia del terreno incide notevolmente sull'entità delle forze d'attrito che si instaurano durante la fase di estrazione o intubaggio del tubo-camicia.

È possibile suddividere i terreni in due grandi gruppi: terreni incoerenti e terreni coesivi.

I terreni incoerenti risultano quelli, come la ghiaia o la sabbia, in cui le dimensioni delle singole particelle del materiale composito sono elevate.

Questa caratteristica comporta una più facile disgregazione del terreno.

I terreni coesivi, quale l'argilla, sono costituiti da una grana molto più fine rispetto ai precedenti. Tale peculiarità consente al terreno di arrivare ad un grado di compattazione maggiore.

A seconda della tipologia di terreno, il calcolo delle forza d'attrito agente sulla superficie esterna del tubo si differenzia. Esistono, in letteratura, delle formule per determinare la forza d'attrito agente su tali superfici cilindriche, a seconda della tipologia di terreno che viene perforato. Viene riportata la formula per determinare tale forza d'attrito, con il fine di rilevare l'altezza critica di intubaggio.

Nella presente formula, tuttavia, non si considerano diversi contributi di forze che verranno analizzati nei sottoparagrafi successivi al seguente, quali:

- attrito causato dalla presenza di terreno o calcestruzzo nella parte interna del tubo;

- attrito causato dal peso del tubo e dalla spinta della macchina (in perforazione) sulla superficie anulare del tubo stesso;

La formula per determinare tale forza d'attrito risulta:

$$M_{max} = F_{lim} \cdot D_{est}/2$$

Dove

M_{max} Coppia massima erogata dalla rotary della macchina perforatrice [Nm]

F_{lim} Forza d'attrito esercitata sulla superficie esterna del tubo [N]

D_{est} Diametro esterno del tubo [m]

Tale F_{lim} risulterà pari a (per terreni incoerenti)

$$F_{lim} = \tau_{lim} \cdot H \cdot \pi \cdot D_{est} = K_{din} \cdot \gamma' \cdot \frac{H^2}{2} \cdot \pi \cdot D_{est} \cdot (1 - \sin(\vartheta_t)) \cdot \text{tang}(\vartheta_0)$$

Dove

γ' Peso specifico efficace del terreno $\left[\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \right]$

ϑ_t Angolo d'attrito del terreno [°]

K_{din} Coefficiente di riduzione dinamico del taglio (0.7 – 0.9) [-]

ϑ_0 Angolo d'attrito tra tubo e terreno (14° lubrificato – 24° secco) [°]

H Altezza limite di intubaggio [m]

Il peso specifico saturo del terreno (quindi in presenza di falda acquifera) è approssimativamente di 1,9 t/m³. Nella presente trattazione bisogna però considerare il peso specifico efficace che si ottiene dal precedente togliendo il peso specifico (pari a 1 kg/dm³) dell'acqua.

In presenza di terreni coesivi, la F_{lim} risulterà pari a:

$$F_{lim} = \tau_{lim} \cdot H \cdot \pi \cdot D_{est} = K_{din} \cdot H \cdot \pi \cdot D_{est} \cdot \alpha \cdot C_u$$

Dove

α Fattore di adesione [-]

K_{din} Coefficiente di riduzione dinamico del taglio (0.4 – 1) [-]

C_u

Coesione non drenata [kPa]

 H

Altezza limite di intubaggio [m]

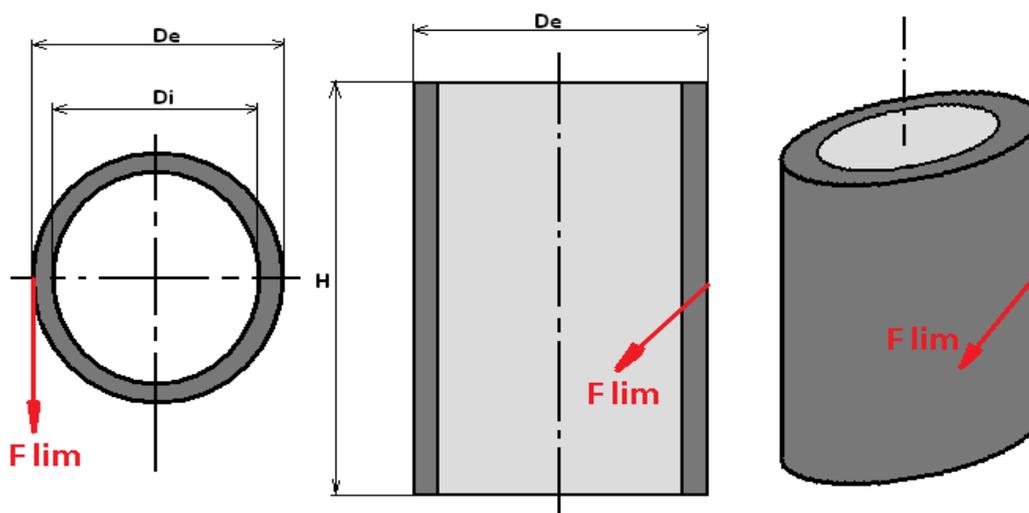


Figura 10: Forza d'attrito sulla superficie esterna del tubo.

2.2.2 Le forze d'attrito causate dal calcestruzzo

Terminata l'operazione di foratura, segue l'operazione di versamento del calcestruzzo all'interno del foro.

Nella pratica di cantiere, può capitare in alcune circostanze, che il tubo non venga estratto prima del versamento del calcestruzzo all'interno del foro. In tal caso, nel momento in cui si volesse estrarre il tubo dal foro, occorre considerare che la superficie interna del tubo risulta a contatto con il calcestruzzo.

Si instaurerà, dunque, una forza d'attrito causata dallo sfregamento del calcestruzzo con la superficie interna del tubo, nel momento in cui si estrae il tubo stesso dal foro. Tale forza risulterà proporzionale al coefficiente d'attrito che c'è tra acciaio (materiale del tubo) e calcestruzzo: inoltre il tutto sarà legato al grado di tiraggio del calcestruzzo stesso. È sufficiente immaginare la differenza di comportamento che assume il calcestruzzo tra quando è ancora in forma fluida e quando è completamente solido.

È stato ipotizzato che il battente idrostatico che genera il calcestruzzo sulla superficie interna del tubo possieda un andamento lineare, in funzione della quota geodetica considerata.

Di conseguenza, come si nota in Figura 11, la forza che occorre impiegare durante la fase di estrazione del tubo, considerando solo l'attrito causato dal contatto tra la superficie interna del tubo ed il calcestruzzo, vale:

$$Q_{s_{concrete}} = \rho \cdot g \cdot H_c \cdot H_c/2 \cdot \pi \cdot D_{int} \cdot \mu$$

dove:

$Q_{s_{concrete}}$	Forza di tiro massimo esercitata dalla macchina [kN]
g	Forza di gravità $\left[\frac{m}{s^2} \right]$
ρ	Densità calcestruzzo $\left[\frac{kg}{dm^3} \right]$
H_c	Altezza critica di estrazione [m]
D_{int}	Diametro interno del tubo [m]
μ	Coefficiente d'attrito acciaio - calcestruzzo

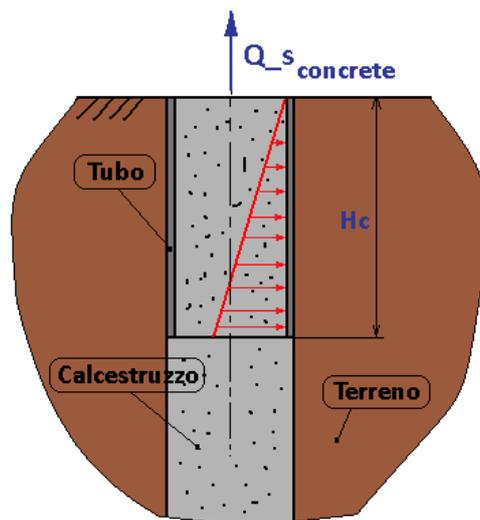


Figura 11: Forza d'attrito causato dal calcestruzzo

2.2.3 Le forze d'attrito causate dal terreno

Il contatto tra terreno e tubo può avvenire lungo tre differenti superfici del tubo stesso:

- Superficie cilindrica interna del tubo;
- Superficie cilindrica esterna del tubo;
- Superficie anulare del tubo.

A seconda se ci si trova nella condizione di perforazione o di estrazione, occorre considerare separatamente i diversi contributi.

Infatti, nella condizione di perforazione, occorre analizzare:

- Coppia d'attrito esercitata sulla superficie anulare del tubo, causata dal contatto tra la stessa superficie anulare con il terreno che deve essere perforato;
- Coppia d'attrito generata dal contatto tra la superficie cilindrica esterna del tubo ed il terreno che deve essere lavorato.

Per la stima della seconda coppia d'attrito, ci si riferisce alle formule del punto 2.2.1, mentre la prima coppia d'attrito la si determina come segue:

$$Mr_{Sup_anulare} = \mu \cdot (P_{tubo} + S_{macchina}) \cdot (D_{est} + D_{int})/4$$

dove:

$Mr_{Sup_anulare}$	Coppia d'attrito agente sulla superficie anulare del tubo [Nm]
μ	Coefficiente d'attrito acciaio - terreno
P_{tubo}	Peso del tubo [N]
$S_{macchina}$	Spinta esercitata dalla macchina nella condizione di perforazione [N]
D_{est}	Diametro esterno del tubo [m]
D_{int}	Diametro interno del tubo [m]

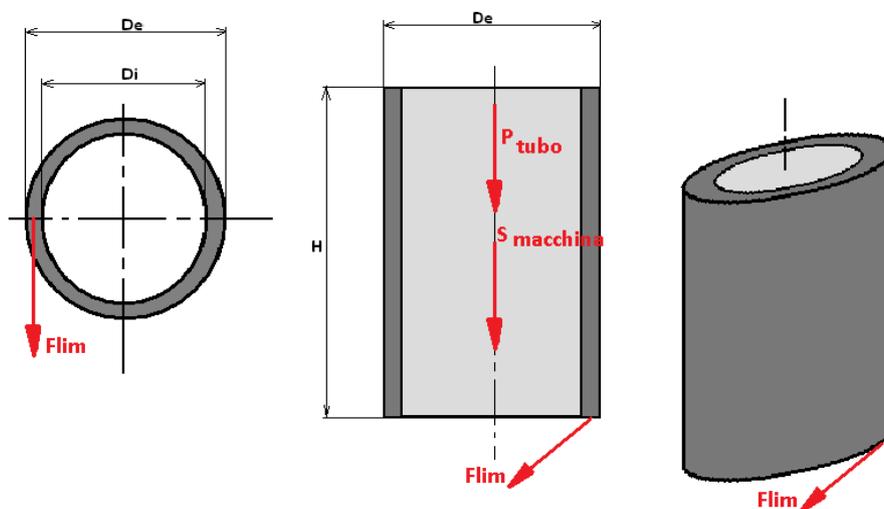


Figura 12: Forza d'attrito agente sulla superficie anulare del tubo.

In condizione di estrazione, invece, la coppia d'attrito agente sulla superficie anulare del tubo non è presente, mentre occorre considerare il contatto del terreno, o del calcestruzzo, con la superficie interna del tubo ed il contatto del terreno con la superficie cilindrica esterna del tubo. Di conseguenza, nel caso si consideri la presenza del calcestruzzo all'interno del tubo, si utilizzano le formule del sottoparagrafo 2.2.2. .

Nel caso non ci sia il calcestruzzo, potrebbe essere presente del terreno all'interno del tubo (sicuramente meno compatto rispetto a quello che si trova all'esterno del tubo). In tal caso, si ipotizza che la spinta del terreno sulla superficie interna del tubo possieda un andamento lineare, come quella analizzata in 2.2.2. . Occorrerà considerare la densità del terreno lavorato e non quella del calcestruzzo ed inoltre un coefficiente d'attrito tra terreno e tubo e non fra tubo e calcestruzzo

$$Q_{t_{terreno}} = \rho \cdot g \cdot H_c \cdot H_c / 2 \cdot \pi \cdot D_{int} \cdot \mu$$

Con

ρ	Densità del terreno all'interno del tubo $\left[\frac{kg}{dm^3} \right]$
μ	Coefficiente d'attrito tra terreno interno al tubo e superficie cilindrica del tubo stesso.
H_c	Altezza critica di estrazione [m]
D_{int}	Diametro interno del tubo [m]

2.2.4 Foglio di calcolo Excel per il calcolo delle forze d'attrito

È stato redatto un foglio di calcolo Excel che raccoglie e sovrappone le varie forze d'attrito descritte nei sottoparagrafi precedenti.

L'utente, che accede al file, deve imputare alcuni dati:

- Tipologia di lavoro: LDP o CAP;
- Condizione di lavoro: perforazione o estrazione;
- Considerare la presenza del calcestruzzo: si o no;
- Valori di spinta, tiro e coppia della macchina;
- Coefficienti d'attrito: terreno-tubo e tubo - calcestruzzo

Dal foglio di calcolo è emerso che nella tecnologia CAP, ma anche nella LDP, la condizione più critica da analizzare risulta la seguente: condizione di estrazione con superficie esterna del tubo a contatto con il terreno e superficie interna a contatto con il calcestruzzo.

I valori più difficili da stimare, e dai quali dipendono notevolmente i risultati del foglio di calcolo, risultano i coefficienti d'attrito.

Occorrerà realizzare delle prove sperimentali sul campo per ottenere dei valori più certi di tali coefficienti, dato che quelli utilizzati nel foglio di calcolo sono stati stimati.

3

IL SISTEMA DI AGGANCIO

Il sistema di bloccaggio, che permette l'aggancio e lo sbloccaggio automatico della camicia durante una normale perforazione in LDP o CAP, risulta composto principalmente da tre sottosistemi (Figura 13):

- Sistema di aggancio;
- Sistema di pompaggio;
- Sistema di azionamento.

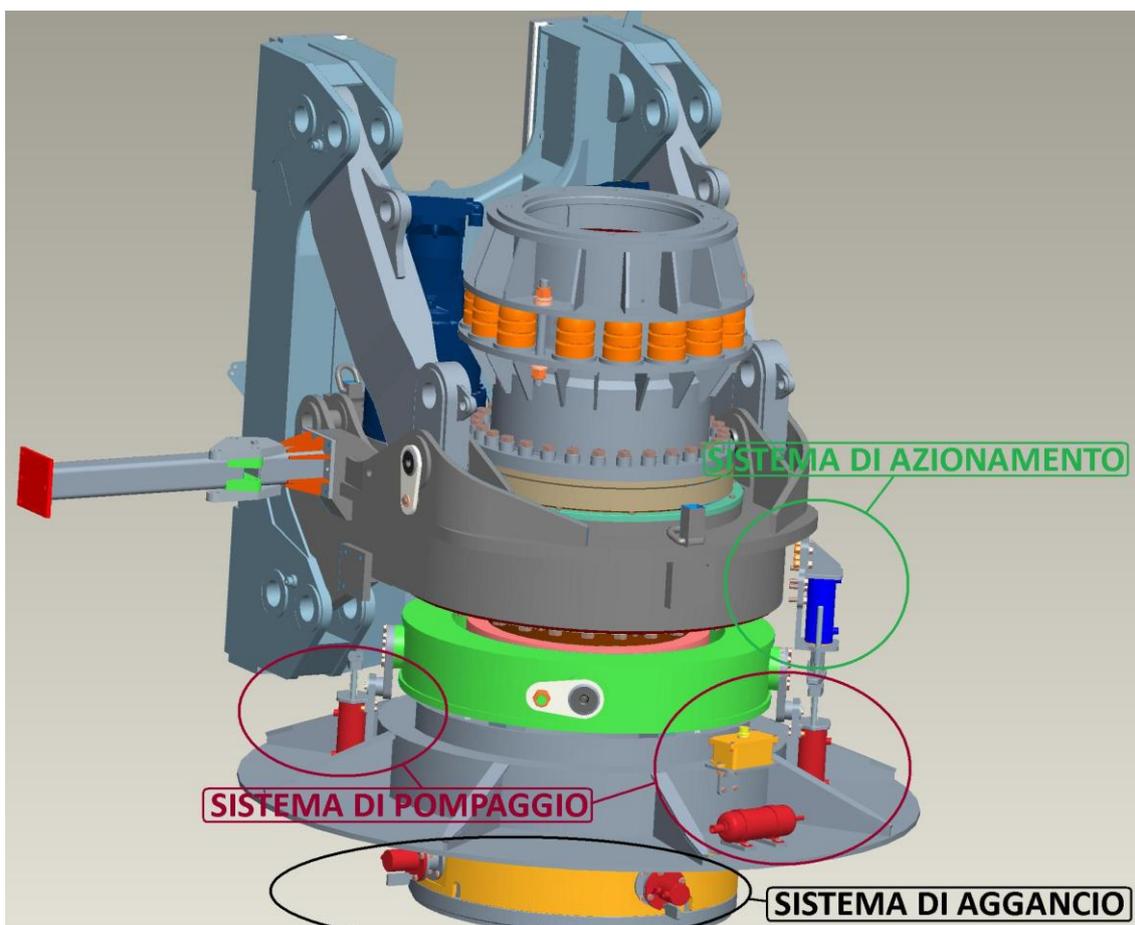


Figura 13: I tre sistemi di cui è composto il sistema di bloccaggio.

Il dimensionamento di tutti i dispositivi è condotto ipotizzando di installare tale dispositivo sulla macchina perforatrice SR100. La seguente ipotesi è dovuta al fatto che tale macchina risulta quella in grado di sottoporre gli organi, del

sistema di bloccaggio, agli sforzi maggiori. Di conseguenza, verificate le resistenze meccaniche in tali critiche condizioni operative, l'installazione dello stesso dispositivo su macchine perforatrici più piccole risulta essere possibile.

Nel seguente capitolo è riportato il dimensionamento di tutti gli organi meccanici che fanno parte del sistema di aggancio. Tali organi risultano:

- I catenacci, che imperniandosi nelle apposite sedi femmine presenti nel tubo camicia permettono di porre in rotazione e traslazione il tubo stesso;
- I martinetti idraulici che movimentano i catenacci;
- Il sistema di controllo, che fornisce informazione sul reale movimento dei catenacci (reale aggancio o sgancio del tubo).

3.1 Analisi dei carichi sul catenaccio

Come si nota in figura 14, i catenacci tendono ad imperniarsi, movimentati da cilindri oleodinamici, in apposite sedi femmine presenti nel tubo camicia. Il catenaccio svolge il ruolo di un comune organo che lavora per interferenza: infatti, nel momento in cui viene inserito nella sede cilindrica presente nel tubo, una parte di esso rimane comunque a contatto con la sede rigida montata sul bicchiere. Di conseguenza, una volta inseriti i catenacci, la camicia è collegata al bicchiere movimentato dalla rotary e dunque è possibile porre in rotazione e traslazione il tubo stesso.

La traslazione dei catenacci è permessa grazie a dei martinetti oleodinamici, alimentati dal sistema di pompaggio che verrà descritto nel capitolo successivo.

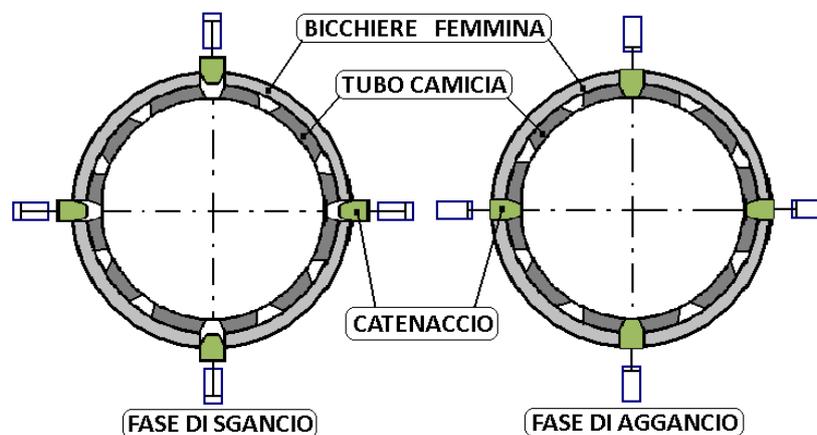


Figura 14: Condizione di aggancio e sgancio dei catenacci.

Come si nota in figura 15 , i catenacci possiedono un'estremità che presenta una forma a cuneo: tale geometria facilita l'inserimento ed il disinserimento del catenaccio nella sede a cuneo presente sul tubo camicia.

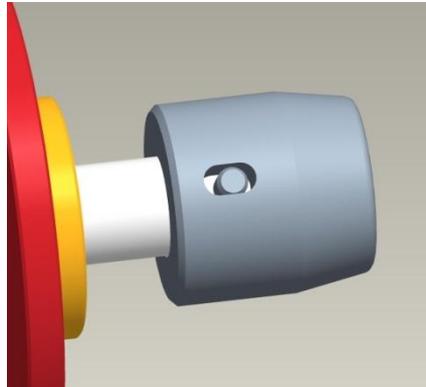


Figura 15: Catenaccio utilizzato per il sistema di bloccaggio.

Tale forma a cuneo è presente anche nei vitoni (figura 16) che vengono utilizzati sulle macchine perforatrici sulle quali non viene installato tale sistema di bloccaggio automatico.

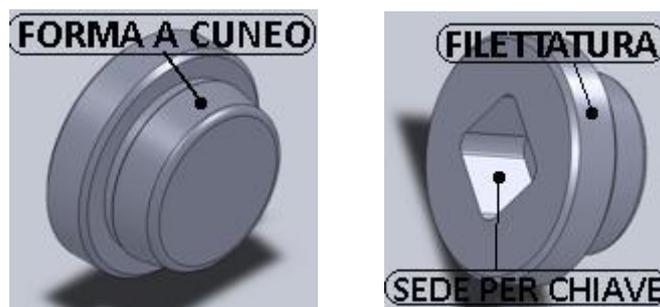


Figura 16: Catenacci utilizzati su macchine perforatrici che non adottano il sistema di bloccaggio.

Come accennato nell'introduzione della tesi, tali vitoni vengono avvitati manualmente dagli operatori presenti sul piano campagna: di conseguenza, presentano una sede in cui poter inserire la chiave a brugola per l'avvitamento e naturalmente una filettatura sulla superficie cilindrica del vitone che consente di fissare rigidamente, una volta avvitato, il catenaccio al bicchiere.

3.1.1 Verifica a taglio del catenaccio

I carichi agenti sul singolo catenaccio sono principalmente sforzi di taglio che tendono a tranciare il catenaccio. Tali forze si generano a causa dei due movimenti che è possibile realizzare durante la movimentazione del tubo camicia: la rotazione e la traslazione. Per quanto riguarda la traslazione, si considera il tiro della macchina durante l'estrazione del tubo e non la spinta che è

possibile esercitare durante la perforazione, poiché i valori di tiro della macchina risultano superiori rispetto ai valori di spinta.

La condizione peggiore, in cui valutare la resistenza meccanica dei catenacci, risulta proprio quella in cui entrambi i movimenti vengono effettuati contemporaneamente (Figura 17).

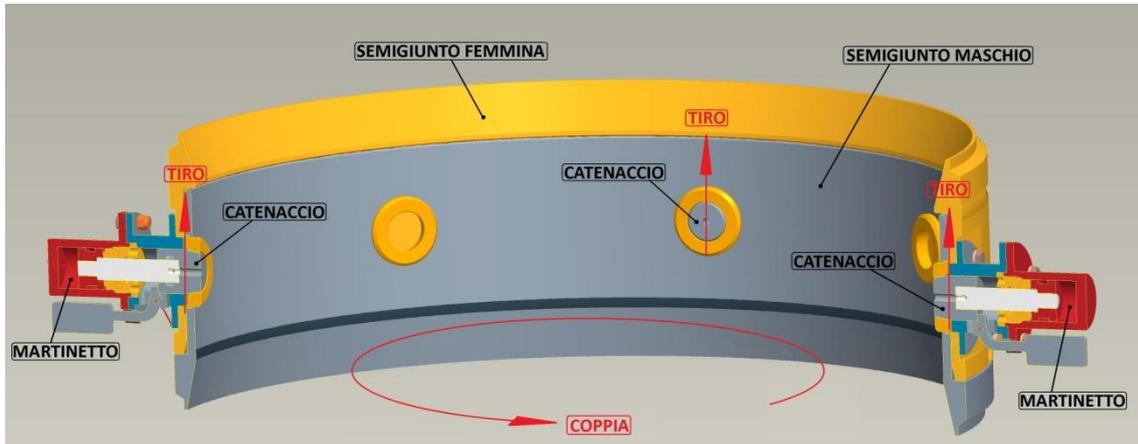


Figura 17: Carichi agenti sui catenacci.

Naturalmente, tali sforzi di taglio devono essere suddivisi equamente, in funzione al numero di catenacci che si intende installare sulla macchina.

È stato ipotizzato di impiegare 4 catenacci.

Vengono riportati i calcoli per la determinazione del diametro minimo del catenaccio.

$M_{max} = 384 \text{ kNm}$ Coppia massima fornita dalla macchina

$T = 840 \text{ kN}$ Tiro massimo fornito dalla macchina

$n = 4$ Numero di catenacci

$D_{est} = 0.61 \text{ m}$ Diametro minimo intubabile per la SR100

$R_s = 410 \frac{N}{mm^2}$ Carico di snervamento per acciaio C40

$CS = 1.5$ Coefficiente di sicurezza

$a = 1.1$ Coefficiente di sicurezza per incertezze sul tiro massimo della macchina

$$F_{M_max} = \frac{M_{max} \cdot 2}{n \cdot D_{est}} = 314.8 \text{ kN}$$

Forza massima di taglio, esercitata sul catenaccio, dovuta dalla coppia

$$F_T = \frac{T \cdot a}{n} = 231 \text{ kN}$$

Forza massima di taglio, esercitata sul catenaccio, dovuta al tiro

$$T_{Taglio} = \sqrt{F_{M_max}^2 + F_T^2} = 390.4 \text{ kN}$$

Forza massima equivalente agente sul catenaccio

$$\tau_{adm} = \frac{R_s}{CS \cdot \sqrt{3}} = 157.8 \frac{N}{mm^2}$$

Tensione ammissibile del catenaccio

E sapendo che

$$\frac{T_{Taglio}}{\frac{3}{4} \cdot \frac{\pi \cdot D_{catenaccio}^2}{4}} \leq \tau_{adm}$$

deriva

$$D_{catenaccio} \geq \sqrt{\frac{T_{Taglio} \cdot 16 \cdot 1000}{3 \cdot \pi \cdot \tau_{adm}}} = 64.8 \cong 65 \text{ mm}$$

In via cautelativa, sono state realizzate sui catenacci altre 3 verifiche di resistenza. Più precisamente, è stata verificata la resistenza a taglio di un singolo catenaccio, qualora gli altri catenacci non fossero entrati perfettamente nelle sedi presenti nel tubo camicia. Ovvero ci si trovasse nella condizione rappresentata in figura 18.

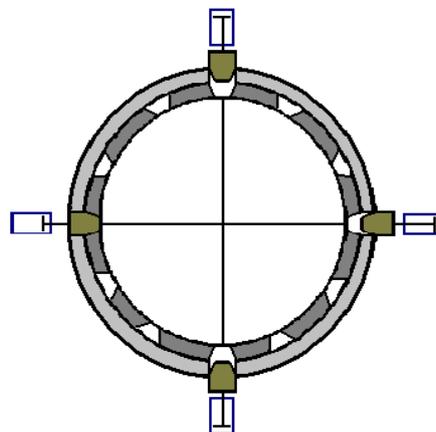


Figura 18: Aggancio non corretto del tubo camicia: un solo catenaccio è stato inserito in una delle cavità cilindriche presenti sul semigiunto maschio.

Infatti, può verificarsi in fase di agganciamento del tubo, in seguito ad un mancato allineamento dei catenacci con le rispettive sedi, che alcuni vitoni non si trovino all'interno delle cavità cilindriche presenti nella camicia.

Di conseguenza, gli sforzi di taglio si scaricano solo sul solo catenaccio che si trova all'interno di una delle sedi cilindriche presenti sul tubo camicia.

Sono state ipotizzate tre differenti condizioni di lavoro (e dunque tre differenti sforzi taglianti) in cui si può trovare ad operare il singolo catenaccio:

- Il tubo, di una lunghezza ipotetica di 20 metri, è posto sul terreno e l'operatore a bordo macchina lo vuole sollevare e immettere nel foro appena realizzato: lo sforzo tagliente agente sul solo catenaccio è costituito dal peso proprio del tubo;
- Il tubo si trova già all'interno del foro e l'operatore che guida la macchina perforatrice lo pone in rotazione: lo sforzo di taglio è dovuto dalla coppia che si scarica sul catenaccio;
- Il tubo è già presente all'interno del foro e l'operatore lo vuole estrarre: lo sforzo di taglio è dato dal tiro massimo esercitato dalla macchina.

Attraverso un foglio di calcolo Excel, è emerso che il singolo catenaccio resiste a taglio solamente nella prima condizione di lavoro ipotizzata.

Sebbene solo la prima verifica fornisce un risultato soddisfacente, è la verifica che più interessa fra le tre.

Questo perché durante una normale fase di sollevamento del tubo, potrebbero essere presenti degli operatori nei pressi della macchina perforatrice: è facile pensare che una rottura improvvisa dell'unico catenaccio entrato correttamente nella sua sede, provocherebbe la caduta del tubo stesso ed un possibile grave danno fisico per gli operatori presenti nei pressi della macchina.

Per consentire il corretto scorrimento dei catenacci nelle apposite sedi, ovvero per garantire un corretto aggancio del tubo camicia, l'operatore che guida la macchina perforatrice deve conferire alla rotary dei piccoli "colpetti" in rotazione.

Effettuando la seguente manovra, i catenacci sono invitati a scorrere all'interno delle sedi presenti sul tubo-camicia, grazie alla presenza, come si vedrà in seguito, di un accumulatore idraulico.

3.1.2 Verifica per l'inserimento del catenaccio

L'estremità a cuneo del catenaccio facilita l'inserimento del catenaccio stesso all'interno delle sedi circolari presenti sul tubo camicia. Tuttavia, essendo una superficie inclinata, vengono a generarsi su di essa delle forze che possiedono una componente parallela all'asse di traslazione di catenacci.

Come si nota in figura 19, sulla superficie del catenaccio si scaricano forze che tendono a far fuoriuscire il catenaccio dalla sede: tali forze nascono nel momento in cui si fornisce contemporaneamente coppia e tiro al tubo .

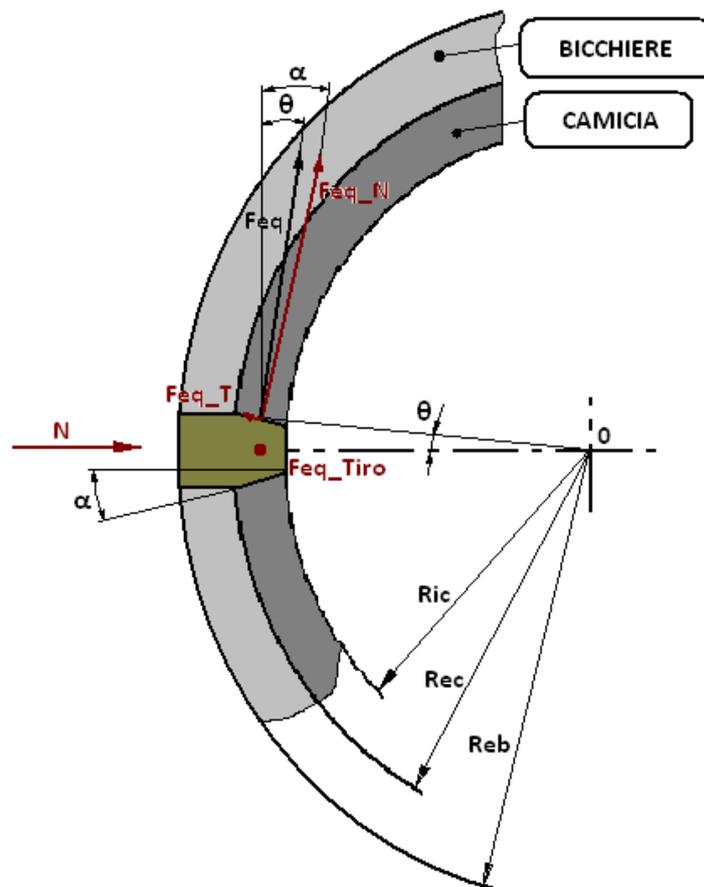


Figura 19: Forze agenti sul catenaccio.

È stata determinata la forza che agisce in direzione assiale, vedi figura 19, che deve essere contrastata dalla presenza del martinetto, che movimentata il catenaccio stesso. L'olio in pressione deve essere presente nel martinetto di

aggancio dal lato fondello. I seguenti calcoli trascurano la presenza di attrito sulla superficie conica e cilindrica del catenaccio. Di conseguenza, risulta una condizione più critica rispetto a quella reale: infatti l'assenza di attrito facilita la fuoriuscita verso l'esterno del catenaccio.

$$\alpha = 10^\circ \quad \text{Angolo conicità estremità del catenaccio}$$

$$Sp_{camicia} = 25 \text{ mm} \quad \text{Spessore della camicia}$$

$$L_{catenaccio} = 50 \text{ mm} \quad \text{Lunghezza del catenaccio}$$

$$D_{\max_catenaccio} = 65 \text{ mm} \quad \text{Diametro massimo del catenaccio}$$

$$D_{\min_catenaccio} = 59 \text{ mm} \quad \text{Diametro minimo del catenaccio}$$

$$D_{\text{medio catenaccio}} = 61.9 \text{ mm} \quad \text{Diametro medio del catenaccio}$$

$$R_{\text{medio_camicia}} = 292.5 \text{ mm} \quad \text{Raggio medio della camicia}$$

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{D_{\text{medio catenaccio}}}{2 \cdot R_{\text{medio_camicia}}} \right) = 6.08^\circ \quad \text{Angolo di inclinazione della forza equivalente } Feq_{Mt}$$

$$Feq_{Mt} = \frac{10^6 \cdot M_{\max}}{R_{\text{medio camicia}} \cdot n} = 328205 \text{ N} \quad \text{Forza equivalente data dalla coppia}$$

$$Feq_{Mt_T} = Feq_{Mt} \cdot \sin(\alpha - \theta) = 5287 \text{ N} \quad \text{Forza equivalente, data dalla coppia, in direzione tangente alla superficie conica del catenaccio}$$

$$Feq_{Mt_assiale} = Feq_{Mt} \cdot \cos(\theta) = 5247 \text{ N} \quad \text{Forza equivalente, data dalla coppia, in direzione assiale al catenaccio}$$

$$Feq_{Tiro} = \frac{10^3 \cdot T \cdot a}{n} = 231000 \text{ N} \quad \text{Forza equivalente data dal tiro della macchina}$$

$$Feq_{Tiro_T} = Feq_{Tiro} \cdot \sin(\alpha) = 28152 \text{ N} \quad \text{Forza equivalente, data dal tiro, in direzione tangente alla superficie conica del catenaccio}$$

$$Feq_{Tiro_assiale} = Feq_{Tiro} \cdot \cos(\alpha) = 27942 \text{ N} \quad \text{Forza equivalente, data dal tiro, in direzione assiale al catenaccio}$$

Considerando di trovarsi nella condizione di lavoro più critica, ovvero ipotizzando la compresenza di entrambi i contributi (coppia e tiro), si ottiene che la forza che il martinetto deve sopportare è pari a:

$$N = Feq_{Mt_assiale} + Feq_{Tiro_assiale} = 33190 \text{ N}$$

Considerando una pressione all'interno del sistema di bloccaggio pari a 120 bar, si determina l'alesaggio dei martinetti di aggancio:

$$d_{martinetto} \geq \sqrt{\frac{N \cdot 4 \cdot 10}{\pi \cdot P}} = 59.34 \cong 60 \text{ mm}$$

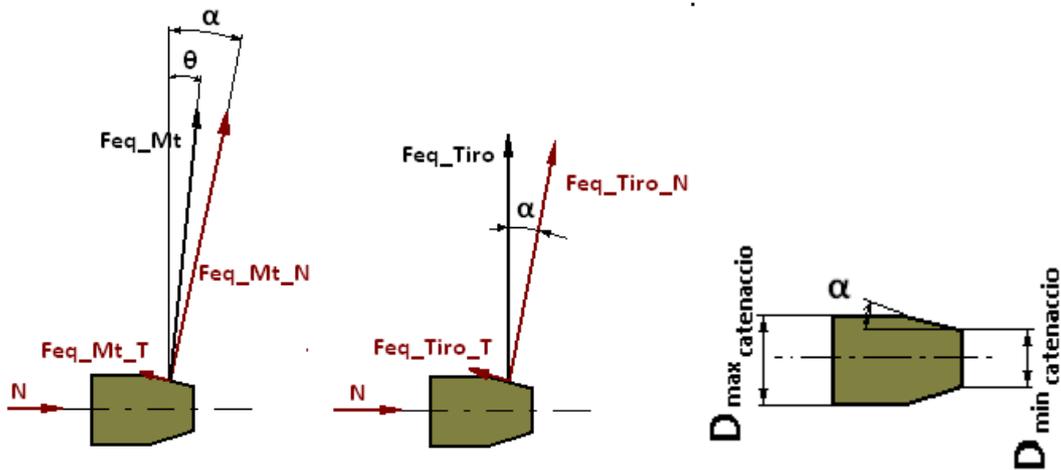


Figura 20: Direzione delle forze agenti sul catenaccio.

Come si nota in figura 20, la forza Feq_Mt viene scomposta lungo due direzioni: una direzione perpendicolare alla superficie inclinata del catenaccio ed una direzione ortogonale alla superficie stessa. Oltre alla forza Feq_Mt , è stata considerata anche la forza che si genera sulla superficie conica del catenaccio, data dalla forza di tiro della macchina. Anch'essa viene scomposta lungo due direzioni: una perpendicolare ed una ortogonale alla superficie conica del catenaccio.

3.1.3 Verifica per l'estrazione del catenaccio

Oltre alla forza che il martinetto deve possedere per mantenere inserito il catenaccio nella propria sede, occorre anche calcolare la forza che il martinetto

deve esercitare per estrarre il catenaccio dalla sede (è una sorta di forza di spiantaggio).

Per effettuare la manovra di uscita, occorre inviare olio ai martinetti che movimentano i catenacci dal loro lato stelo. Per fare questo, occorre che il sistema di azionamento, descritto nel Capitolo 5, eserciti la spinta meccanica sul martinetto del sistema di pompaggio adibito allo sbloccaggio dei catenacci.

In tale manovra, attraverso opportune valvole di non ritorno e regolatrici di pressione, l'olio in pressione verrà inviato ai martinetti che azionano i catenacci dal lato stelo. Di conseguenza, il catenaccio tenderà a fuoriuscire dalla sede presente sulla camicia ed il tubo risulterà scollegato.

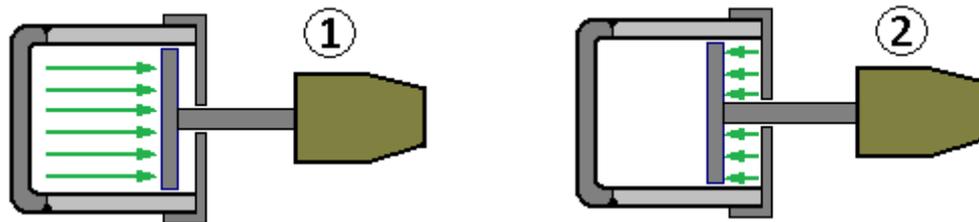


Figura 21: Olio in pressione lato fondello (1) e olio in pressione lato stelo (2).

Vengono riportati i calcoli per l'ottenimento del diametro massimo degli steli dei martinetti di aggancio: infatti, a seconda della forza agente sul catenaccio, occorrerà che il martinetto possieda una certa area differenziale (superficie anulare su cui agisce l'olio quando questo si trova in pressione dal lato stelo). Tale area è funzione dell'alesaggio del martinetto (determinata nel sottoparagrafo precedente) e del diametro dello stelo.

$\mu = 0.1$	Coefficiente d'attrito catenaccio e camicia
$\alpha = 10^\circ$	Angolo conicità all'estremità del catenaccio
$\theta = 6.08^\circ$	Angolo di inclinazione della forza equivalente Feq_{Mt}
$Feq_{Mt} = 328205 \text{ N}$	Forza equivalente data dalla coppia
$Feq_{Mt_N} = Feq_{Mt} \cdot \cos(\alpha - \theta)$ $= 328162 \text{ N}$	Forza equivalente, data dalla coppia, in direzione normale alla superficie conica del catenaccio

$$F_{attr_{Mt}} = F_{eq_{Mt_N}} \cdot \mu = 32816 \text{ N}$$

Forza d'attrito, data dalla coppia, in direzione tangente alla superficie conica del catenaccio

$$F_{attr_{Mt_assiale}} = F_{attr_{Mt}} \cdot \cos(\vartheta) = 32572 \text{ N}$$

Forza d'attrito, data dalla coppia, in direzione assiale

$$F_{eq_{Mt_assiale}} = F_{eq_{Mt}} \cdot \cos(\theta) = 5247 \text{ N}$$

Forza equivalente, data dalla coppia, in direzione assiale al catenaccio

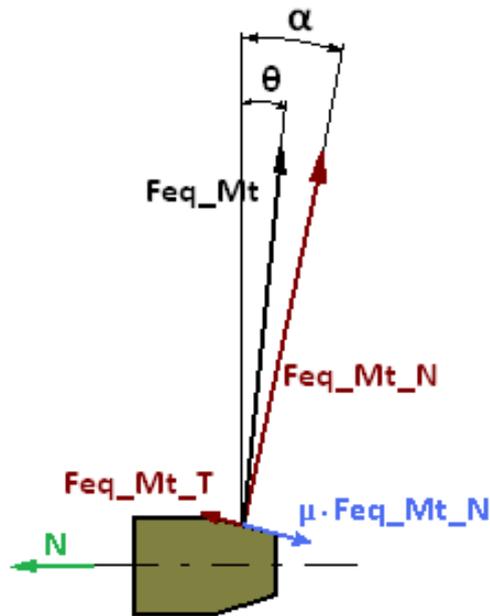


Figura 22: Verso delle forze agenti sul catenaccio, dovute alla coppia della macchina.

Come si nota in figura 22, la forza $F_{eq_{Mt_T}}$ e $F_{eq_{Mt_N}} \cdot \mu$ possiedono verso opposto: occorrerà sommare, secondo calcolo vettoriale, le due forze:

$$F_{complessiva_{Mt_ass}} = F_{eq_{Mt_assiale}} + F_{attr_{Mt_assiale}} = 27324 \text{ N}$$

Passando al calcolo delle forze agenti sul catenaccio dovute al tiro della macchina, si ha:

$$F_{eq_{Tiro}} = 231000 \text{ N}$$

Forza equivalente data dal tiro della macchina

$$F_{eq_{Tiro_N}} = F_{eq_{Tiro}} \cdot \cos(\alpha) \\ = 229278 \text{ N}$$

Forza equivalente, data dal tiro, in direzione normale alla superficie conica del catenaccio

$$F_{attr_{Tiro}} = F_{eq_{Tiro_N}} \cdot \mu = 22928 \text{ N}$$

Forza d'attrito, data dalla coppia, in direzione tangente alla superficie conica del catenaccio

$$F_{attr_{Tiro_assiale}} = F_{attr_{Tiro}} \cdot \cos(\vartheta) \\ = 22757 \text{ N}$$

Forza d'attrito, data dal tiro, in direzione assiale

$$F_{eq_{Tiro_assiale}} = F_{eq_{Tiro}} \cdot \cos(\alpha) \\ = 27942 \text{ N}$$

Forza equivalente, data dal tiro, in direzione assiale al catenaccio

Anche qui, occorre sommare vettorialmente le due forze $F_{eq_{Tiro_T}}$ e $F_{eq_{Tiro_N}} \cdot \mu$, ottenendo:

$$F_{complessiva_{Tiro_ass}} = -F_{eq_{Tiro_assiale}} + F_{attr_{Tiro_assiale}} = -5185 \text{ N}$$

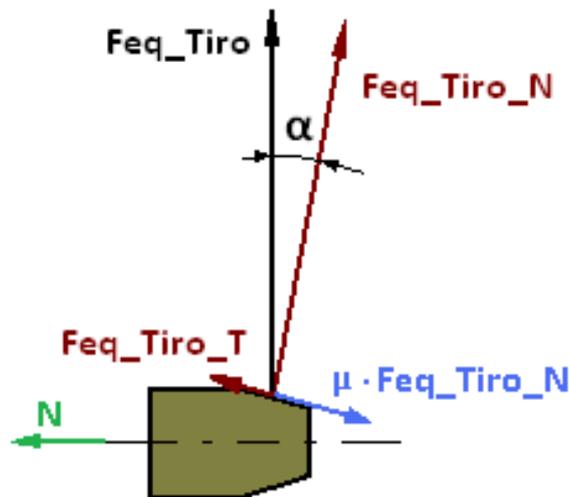


Figura 23: Verso delle forze agenti sul catenaccio, dovute al tiro della macchina.

Le forze $F_{complessiva_{Tiro_ass}}$ e $F_{complessiva_{Mt_ass}}$ possiedono verso opposto: la loro somma, data per sovrapposizione degli effetti, è pari alla forza di spiantaggio N che il martinetto deve possedere:

$$N = F_{com_{Mt_assiale}} + F_{com_{Tiro_assiale}} = 22139 \text{ N}$$

Considerando una pressione di 120 bar e conoscendo l'alesaggio del martinetto, si ottiene il diametro dello stelo d_{stelo} :

$$d_{stelo} = \sqrt{d_{martinetto}^2 - \frac{N \cdot 4 \cdot 10}{P \cdot \pi}} = 35.37 \cong 32 \text{ mm}$$

Il diametro dello stelo è stato portato a 32 millimetri.

La seguente assunzione è dovuta al fatto che tale valore di diametro dello stelo ricade fra i diametri unificati che l'azienda ha deciso di utilizzare per le proprie macchine.

3.2 Verifica di resistenza del martinetto

I martinetti che movimentano i catenacci, risultano classici martinetti a comando oleodinamico a doppio effetto. Tali martinetti vengono alimentati, sia dal lato stelo che dal lato fondello, con dell'olio idraulico ad una pressione di 120 bar. Il valore di pressione è regolato dalle valvole regolatrici di pressione presenti all'interno del circuito oleodinamico del sistema di bloccaggio. Essendo un classico martinetto oleodinamico, occorre realizzare differenti verifiche meccaniche nei punti più critici dei componenti di cui è composto, quali: la camicia, il fondello, i collegamenti fra testa e camicia e fra stelo e pistone.

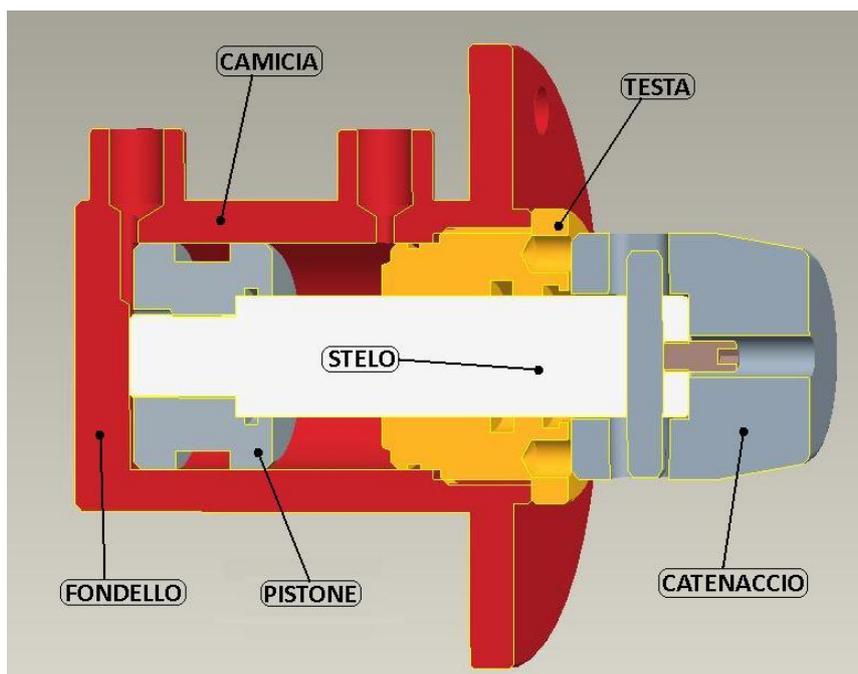


Figura 24: Sezione di uno dei martinetti di aggancio.

3.2.1 Camicia e fondello

La verifica di resistenza meccanica della camicia del martinetto risulta soddisfatta se:

$$\sigma_{camicia} < \sigma_{amm}$$

e

$$u < \frac{d}{1000}$$

con

$$\sigma_{camicia} = \frac{1.3 \cdot k^2 + 0.4}{k^2 - 1} \cdot p$$

e

$$u = \frac{p \cdot d}{E} \cdot \left(\frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} + \mu \right)$$

Dove

$$d = 60 \text{ mm}$$

Alesaggio martinetto

$$P = 120 \text{ bar}$$

Pressione di alimentazione del martinetto

$$D = 82.5 \text{ mm}$$

Diametro esterno della camicia

$$k = \frac{D}{d} = 1.375$$

Rapporto

$$\mu = 0.3$$

Coefficiente di Poisson

$$E = 206000 \text{ N/mm}^2$$

Modulo di Young

$$\sigma_{amm} = 240 \text{ N/mm}^2$$

Tensione ammissibile del materiale con cui è realizzata la camicia

$$\sigma_{camicia} = 39 \text{ N/mm}^2$$

Tensione massima della camicia

$$u = 0.021 \text{ mm}$$

Aumento dell'alesaggio

Per quanto riguarda la verifica di resistenza del fondello, deve risultare:

$$\sigma_{fondello} = \left(\frac{0.45 \cdot ds}{h}\right)^2 \cdot p < \sigma_{amm}$$

Dove

$$ds = \frac{D + d}{2} = 71.25 \text{ mm}$$

Diametro medio di saldatura fra camicia e
fondello

$$h = 12 \text{ mm}$$

Spessore del fondello

$$\sigma_{amm} = 240 \text{ N/mm}^2$$

Tensione ammissibile del materiale con cui è
realizzato il fondello

$$\sigma_{fondello} = 86 \text{ N/mm}^2$$

Tensione massima del fondello

Naturalmente, quando si parla di σ_{amm} ci si riferisce al materiale con cui si intende realizzare l'organo meccanico. Nel seguente caso, è stato deciso di utilizzare per la realizzazione della camicia e del fondello un acciaio da costruzione Fe510.

La scelta del materiale è ricaduta sull'acciaio Fe510, poiché nel manuale aziendale per la standardizzazione dei martinetti, tale acciaio poteva essere utilizzato sia per la realizzazione della camicia, sia per la realizzazione del fondello.

La scelta di uniformare il materiale, si dimostra una scelta corretta, poiché il collegamento tra camicia e fondello è effettuato tramite un cordone di saldatura a completa penetrazione.

3.2.2 Carico di punta

La seconda verifica realizzata è quella relativa all'instabilità per carico di punta dello stelo del martinetto. Nella fase di apertura del martinetto, infatti, lo stelo potrebbe incurvarsi come una classica trave snella soggetta ad un carico agente con una leggera eccentricità rispetto al suo asse di rivoluzione.

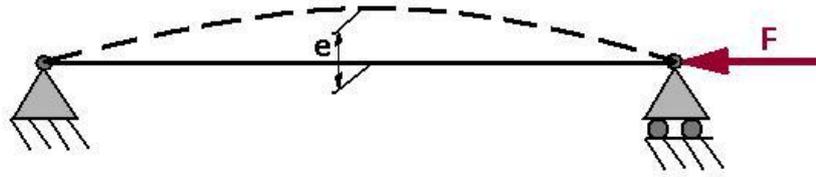


Figura 25: Esempio di trave inflessa per carico di punta.

Deve risultare:

$$S \leq P_{cr}/\mu$$

Con

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L^2}$$

dove:

$$E = 206000 \text{ N/mm}^2$$

Modulo di Young

$$J = \frac{\pi \cdot d_{stelo}^4}{64} = 51472 \text{ mm}^4$$

Momento d'inerzia dello stelo

$$L = 151 \text{ mm}$$

Lunghezza di libera inflessione

$$\mu = 2.5$$

Coefficiente di sicurezza

$$S = P \cdot \frac{\pi \cdot d_{martinetto}^2}{4} = 33929 \text{ N}$$

Spinta massima del martinetto

$$P_{cr} = 4589 \text{ kN}$$

Carico critico (è la forza di compressione che provoca instabilità dello stelo)

La lunghezza di libera inflessione viene calcolata a seconda del tipo di vincolo cui è soggetto il martinetto alle sue estremità. Ovvero, a seconda se il martinetto risulta vincolato alle due estremità tramite due cerniere, oppure attraverso una cerniera ed un incastro, incastro e incastro o incastro in una estremità e l'altra estremità libera, il valore della lunghezza di libera inflessione è differente.

3.2.3 Collegamento fra testa e camicia

Per quanto riguarda il collegamento tra camicia e testa, è possibile adottare due soluzioni costruttive differenti:

- Testa filettata per alesaggi < 120 mm;
- Testa imbullonata per alesaggi > 120 mm.

È stata adottata, poiché l'alesaggio del martinetto è inferiore a 120 mm, il collegamento attraverso una filettatura della testa del martinetto. La verifica del collegamento filettato tra camicia e testa è realizzata considerando il massimo sforzo che si esercita sulla filettatura durante l'apertura del martinetto. Infatti, nel momento in cui il martinetto è completamente aperto, si registra lo sforzo massimo sulla filettatura della camicia, poiché il pistone entra in battuta sulla testa del martinetto.

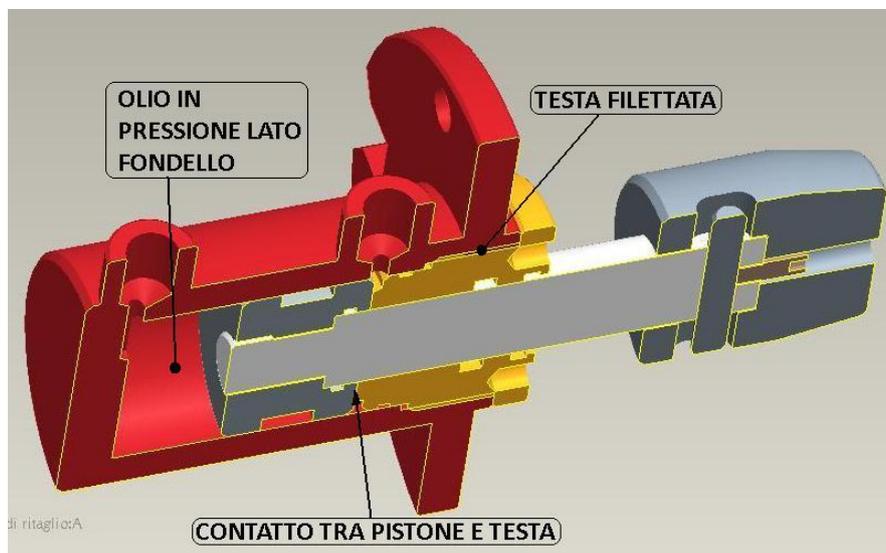


Figura 26: Contatto tra pistone e testa del martinetto di aggancio.

La pressione sul filetto si calcola con l'espressione.

$$P = \frac{S}{\pi \cdot dm \cdot h \cdot n}$$

Dove

$$S = 33929 \text{ N}$$

Spinta massima del martinetto

$$dm = d - 0.65 \cdot p = 63.7 \text{ mm}$$

Diametro medio di contatto fra i denti

$$h = 0.54 \cdot p = 1.08 \text{ mm}$$

Dimensione di contatto fra i filetti in senso radiale

$$n = 10 \text{ mm}$$

Numero di filetti in presa

$$p = 2 \text{ mm}$$

Passo della filettatura

$$d = 65 \text{ mm}$$

Diametro nominale della filettatura

Il valore di P deve essere confrontato con il valore ammissibile di tensione minore fra quelli della testa e della camicia. Nel seguente caso, è stato assunto di utilizzare per entrambi gli organi lo stesso materiale: acciaio Fe510. Di conseguenza dovrà valere:

$$P < \sigma_{amm}$$

E dunque

$$15.6 \text{ N/mm}^2 < 240 \text{ N/mm}^2$$

3.2.4 Collegamento fra pistone e stelo

La penultima verifica effettuata è riferita al collegamento filettato, ed in particolare alla relativa gola di scarico, tra stelo e pistone. La verifica della filettatura è leggermente differente a quanto fatto in 3.2.3. Infatti, occorre considerare la forza che il martinetto esercita quando tende a chiudersi, dato che equivale alla condizione in cui si va a caricare la filettatura presente sullo stelo. Si avrà:

$$P = \frac{T}{\pi \cdot dm \cdot h \cdot n}$$

Dove

$$T = \frac{\pi}{4} (d_{martinetto}^2 - d_{stelo}^2) \cdot P$$

Tiro massimo del martinetto

$$= 24278 \text{ N}$$

$$dm = d - 0.65 \cdot p = 22.057 \text{ mm}$$

Diametro medio di contatto fra i denti

$$h = 0.54 \cdot p = 1.62 \text{ mm}$$

Dimensione di contatto fra i filetti in senso radiale

$$n = 7 \text{ mm}$$

Numero di filetti in presa

$$p = 3 \text{ mm}$$

Passo della filettatura

$d = 24 \text{ mm}$ Diametro nominale della filettatura

$P = 31 \text{ N/mm}^2$ Pressione massima sul filetto

$\sigma_{amm} = 280 \text{ N/mm}^2$ Tensione ammissibile materiale dello stelo

Per quanto riguarda la verifica della gola di scarico, si realizzano i seguenti calcoli:

$$\sigma = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot dg^2} \cdot \frac{\alpha}{v} < \sigma_{amm}$$

Dove

$$\alpha = 1.08 + B \cdot \left(\sqrt{\frac{dg}{r}} - 0.77 \right)$$
$$v = 1 + 0.75 \cdot (\alpha - 1) \cdot \left(\frac{300}{\sigma_{sn}} \right)^{0.25}$$

Dove

$dg = 20 \text{ mm}$ Diametro della gola di scarico

$d_{stelo} = 32 \text{ mm}$ Diametro dello stelo

$r = 1 \text{ mm}$ Raggio di raccordo della gola di scarico

$T = 24278 \text{ N}$ Tiro massimo del martinetto

$\alpha = 2.56$ Coefficiente di intensificazione degli sforzi

$v = 2.076$ Fattore di supporto statico dell'intaglio

$\sigma_{sn} = 420 \text{ N/mm}^2$ Tensione di snervamento dello stelo (C40)

$B = 0.4$ Coefficiente in funzione di dg/d_{stelo}

$\sigma_{amm} = 240 \text{ N/mm}^2$ Tensione di ammissibile dello stelo (C40)

$\sigma = 95 \text{ N/mm}^2$ Tensione massima dello stelo

Dove B dipende dal rapporto dg/d_{stelo}

dg/d_{stelo}	0.2	0.4	0.6	0.8	0.9	0.95	0.98
B	0.4884	0.4579	0.4107	0.3254	0.2452	0.1783	0.1127

3.2.5 Pressioni massime di contatto

L'ultima verifica esaminata, è relativa alle pressioni massime di contatto tra:

1. Stelo e fondello;
2. Pistone e testa;
3. Pistone e stelo.

Tali verifiche mirano ad analizzare la pressione che si raggiunge nel momento in cui tali organi entrano in contatto. In figura 27 vengono rappresentati i seguenti contatti.

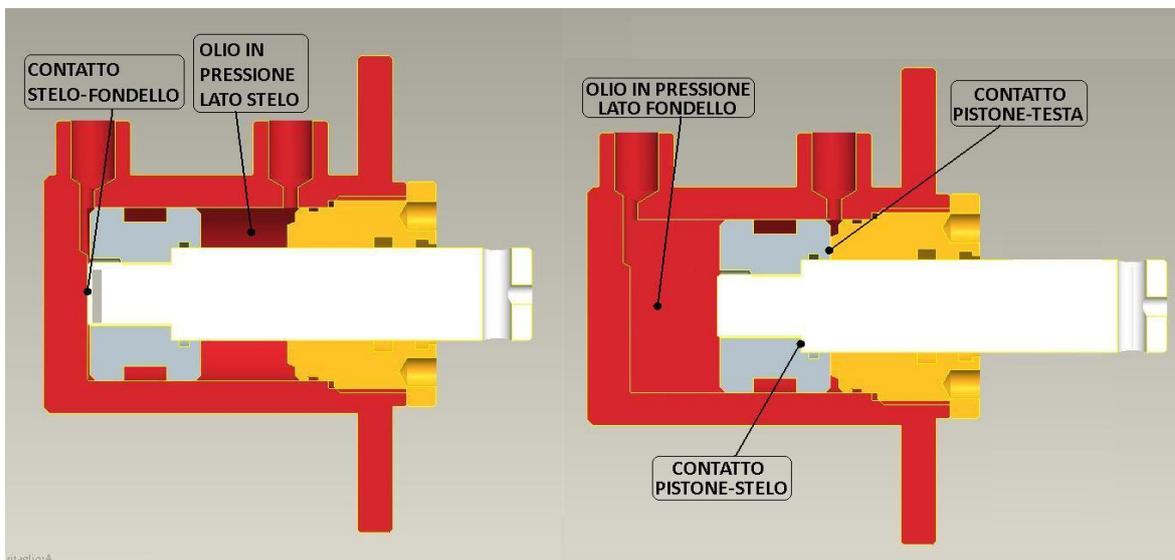


Figura 27: Contatto tra stelo e fondello e contatto tra pistone e testa.

Le 3 verifiche risultano così composte:

1. Contatto stelo-fondello

$$d_{stelo_estremità} = 23 \text{ mm}$$

Diametro dello stelo nel punto in cui va a contatto con il fondello

$$A_{contatto} = \frac{\pi \cdot d_{stelo_estremità}^2}{4} = 415.5 \text{ mm}^2$$

Area di contatto stelo-fondello

$$T = 24278 \text{ N}$$

Tiro massimo del martinetto

$$P_{con.stelo-fondello} = \frac{T}{A_{contatto}} = 58.4 \text{ N/mm}^2$$

Pressione massima di contatto

$$\sigma_{amm_fondello} = 240 \text{ N/mm}^2$$

Tensione ammissibile del fondello

quindi

$$P_{con.stelo-fondello} < \sigma_{amm_fondello}$$

2. Contatto stelo-pistone

$$d_{stelo_filett} = 24 \text{ mm}$$

Diametro dello stelo nel punto in cui va a contatto con il pistone

$$d_{stelo} = 32 \text{ mm}$$

Diametro dello stelo

$$A_{contatto} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{stelo}^2 - d_{filett}^2) = 351.8 \text{ mm}^2$$

Area di contatto stelo-pistone

$$S = 33929 \text{ N}$$

Spinta massima del martinetto

$$P_{con.stelo-pistone} = \frac{S}{A_{contatto}} = 96.4 \text{ N/mm}^2$$

Pressione massima di contatto

$$\sigma_{amm_pistone} = 240 \text{ N/mm}^2$$

Tensione ammissibile del pistone

quindi

$$P_{con.stelo-pistone} < \sigma_{amm_pistone}$$

3. Contatto pistone-testa

$$d_{max_cont} = 48 \text{ mm}$$

Diametro massimo di contatto tra pistone
e testa

$$d_{min_cont} = 33 \text{ mm}$$

Diametro minimo di contatto tra pistone e
testa

$$A_{contatto} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{max_cont}^2 - d_{min_cont}^2) \\ = 954.2 \text{ mm}^2$$

Area di contatto testa-pistone

$$S = 33929 \text{ N}$$

Spinta massima del martinetto

$$P_{con.stelo-pistone} = \frac{S}{A_{contatto}} \\ = 35.5 \text{ N/mm}^2$$

Pressione massima di contatto

$$\sigma_{amm_pistone} = 240 \text{ N/mm}^2$$

Tensione ammissibile del pistone

quindi

$$P_{con.testa-pistone} < \sigma_{amm_pistone}$$

3.2.6 Foglio di calcolo Excel

Tali verifiche sono state eseguite attraverso un file di calcolo Excel (utilizzato all'interno dell'azienda).

Per la verifica, è stata considerata una pressione di esercizio nettamente maggiore rispetto a quella cui dovrebbero operare i martinetti.

Infatti, nel file di calcolo, è stata considerata una pressione di 300 bar, decisamente superiore a quella di esercizio dei martinetti che movimentano i catenacci.

Si è deciso di assumere una pressione così elevata per la verifica dei martinetti, perché nel caso in cui le valvole regolatrici di pressione non dovessero funzionare (a causa di ruggine o sporcizia), i vari componenti del martinetto non devono subire danni.

I dati tecnici dei martinetti che movimentano i catenacci sono riportati nella Tabella 1:

Tabella 1: Dati tecnici martinetto di aggancio.

$d_{martinetto} = 60 \text{ mm}$	Alesaggio
$d_{stelo} = 32 \text{ mm}$	Diametro dello stelo
$c = 30 \text{ mm}$	Corsa del martinetto
$d_{camicia} = 82.5 \text{ mm}$	Diametro esterno della camicia
$P = 120 \text{ bar}$	Pressione di esercizio
$L_{T_A} = 198 \text{ mm}$	Lunghezza martinetto tutto aperto
$L_{T_C} = 168 \text{ mm}$	Lunghezza martinetto tutto chiuso

Viene riportato il file di calcolo Excel per il dimensionamento di tale martinetto. Saranno presenti zone in cui non sono espressi valori numerici o dove sono indicati degli errori.

Tali campi sono stati lasciati vuoti, perché non interessano per il dimensionamento del martinetto in questione.

SOILMEC S.p.A.
PROGRAMMA PER LA VERIFICA DI MARTINETTI
Rev. 04. 19-01-1998

CATENACCIO
DEFINIZIONE CILINDRO N.C.

- Definizione
- 0. cilindro.
- Camicia e
- 1. fondello.
- Attac
- 2. chi.
- Carico di
- 3. punta.
- Guide di stelo e
- 4. pistone.
- 5. Stelo.
- Collegamento testa-
- 6. camicia.
- 7. Collegamento pistone-

stelo.

0. DEFINIZIONE CILINDRO				
Alesaggio	mm	60		
Diametro stelo	mm	32		
Diametro interno stelo	mm	0		
Cavita' interna stelo ...		0		
0 = tappata				
1 = comunicante con lato fondello				
Corsa	mm	30		
Rigenerativo (0=N0; 1=SI)		0		(1)
Pressione di esercizio ...				
... lato stelo	bar	300		
... lato fondello	bar	300		
Tiro	kN			60,7
Spinta	kN			84,8
1. CAMICIA E FONDELLO				
Diametro esterno cassa	mm	82,5		1,890625
Spessore fondello	mm	12		
Diametro saldatura fondello	mm	71,25		
Tensione nella camicia	N/mm ²		96	Fe510B camicia ($\sigma_{adm}=240$ Mpa)
Aumento dell'alesaggio (<0.1%)	%		0,052	Ok
Tensione di flessione nel fondello	N/mm ²		214 (2)	Fe510B fondello ($\sigma_{adm}=240$ Mpa)
Trazione nella saldatura	N/mm ²		34	Ok
Contatto stelo-fondello				
diametro massimo	mm	23		
diametro minimo	mm	0		
Pressione di contatto	N/mm ²		146	Fe510C contatto
2. ATTACCHI.				Ok
2.1 Verifica a trazione				
Spessore attacco	mm	—		
Spessore radiale	mm	—		
Tensione	N/mm ²		#DIV/0!	C40
2.2 Pressione attacco-boccole ovvero attacco-snodo sferico				Ok
Diametro est. boccole ovv. snodo	mm	—		

	Larghezza di contatto	mm	-		
	Pressione di contatto	N/mm ²		#DIV/0!	Fe510C contatto
2.3	Pressione sulla rotula dello snodo				Ok
	Diametro superficie sferica	mm			
	Larghezza anello esterno	mm			
	Pressione di contatto	N/mm ²		#DIV/0!	
2.4	Pressione sul perno				
	Diametro del perno	mm	-		
	Lunghezza di appoggio	mm	-		
	Pressione di contatto	N/mm ²		#DIV/0!	39NiCrMo3 bonif. Perno
2.5	Taglio nel perno				Ok
	Tensione max. equivalente	N/mm ²		#DIV/0! (3)	39NiCrMo3 bonif. Perno
3.	CARICO DI PUNTA.				Ok
	Distanza massima fra estremita' stelo e vincolo sulla camicia	mm	75,5		Lunghezza di libera inflessione --->
	Vincolo dell'estremita' dello stelo		0		
	0 = estremo libero				0 -
	1 = estremo incernierato				1 1
	2 = estremo incastrato				2 0,8
	Vincolo della camicia		2		
	1 = camicia incernierata				
	2 = camicia incastrata				
	Coeff. di sicur. mart. T.A. (>2.5)			54,11	Pcr
	Press. lim. stab. T.A. - sic. 2.5	bar		6493	
	Lungh. lib. lim. con pmax - sic. 2.5	mm		351	
	Distanza massima fra guide stelo e pistone	mm	107,5		Lunghezza di libera inflessione --->
	Vincolo dello stelo nella testa		2		
	1 = cernier a				
	2 = incastr				

o Vincolo del pistone nella camicia 1 = cernier a 2 = incastr o		2	
Coeff. di sicur. mart. T.C. (>2.5) Press. lim. stab. T.C. - sic. 2.5	bar		217,8 8 26145
VERIFICA ALTERNATIVA COL METODO OMEGA IL COEFFICIENTE DI SICUREZZA DEVE ESSERE >1 Tensione di snervamento stelo fy	N/mm ²	420	Stelo in C40 bonif
Coefficiente di sicurezza (mart. T.A.) Pressione limite per stabilita' T.A. Coefficiente di sicurezza (mart. T.C.) Pressione limite per stabilita' T.C.	bar		2,61 784 2,65 796 Lambda / lambda critico (TA, TC) Sigma critica / fy (TA, TC)
4. GUIDE DI STELO E PISTONE Distanza fra guide pistone e guide stelo (con martinetto T.A.) Distanza fra guide stelo ed estremita' stelo (con martinetto T.A.) Massa martinetto Somma giochi rad. stelo e pistone Coefficiente di attrito nell'attacco Diam. di strisciam. negli attacchi	mm mm kg mm mm	44,5 101, 5 0,0 0,30 0,00 0	(4) - 0,006295 1 alfa (5)
Carico sulle guide dello stelo			
4.1 Peso proprio	kN		0,00
4.2 Giochi radiali	kN		-1,75
4.3 Momenti negli attacchi	kN		0,00
Totale	kN		-1,75
Larghezza totale guide stelo Pressione media guide stelo	mm N/mm ²	16	-3,4 Guida Anelli I/GT 70X75 9,7 (p<40) n°4

	Carico sulle guide del pistone				
4.1	Peso proprio	kN		0,00	
4.2	Giochi radiali	kN		-1,22	
4.3	Momenti negli attacchi	kN		0,00	
	Totale	kN		-1,22	
	Larghezza totale guide pistone	mm	12,7		
	Pressione media guide pistone	N/mm ²		-1,6	DBM
5.	STELO.				Forza di compressione massima stelo
	Momenti flettenti dovuti a ...				
	peso proprio (4.1)	kNm		0,00	
	giochi radiali (4.2)	kNm		-0,05	
	rotaz. attacchi sotto carico (4.3)	kNm		0,00	
	Tensione di trazione-compressione	N/mm ²		105	
	Tensione di flessione	N/mm ²		-17	
	Tensione totale nello stelo	N/mm ²		89	Stelo in C40 bonif
6.	COLLEGAMENTO TESTA-CAMICIA				
6.1	Teste filettate.				
	Diametro di filettatura	mm	65		Diametro medio di contatto
	Passo di filettatura	mm	2		
	Lunghezza in presa	mm	20		Larghezza di contatto
	Pressione media di contatto	N/mm ²		39	Testa in Fe510($\sigma_{adm}=240$ Mpa)
6.2	Teste imbullonate.				
	Numero di viti		0		
	Diametro viti	mm	0		
	Passo di filettatura	mm	0		
	Classe di resistenza		0		
	1. 8.8				1 560
	2. 10.9				2 700
	3. 12.9				3 840
	Forza di serraggio	kN		#VAL ORE!	
	Rapporto carico/serraggio (max. 0.5)			#DIV/O!	
	Spessore della	mm	0		Pistone in

flangia				C40($\sigma_{adm}=250$ Mpa)	
Sigma eq. nella flangia (taglio)		N/mm ²		#DIV/0!	
7. COLLEGAMENTO PISTONE-STELO					
7.1	Trazione codolo terminale stelo con effetto di intaglio (gola). Stelo C40B($\sigma_{adm}=280$ Mpa)				
	Diametro della gola di scarico	mm	20	0,2	0,4
	Raggio di raccordo della gola	mm	1	0,4	0,6
Tensione		N/mm ²		238	
7.2	Pressione sul filetto.				
	Diametro di filettatura	mm	24	0,8	0,9
	Passo di filettatura	mm	3	0,9	0,95
	Lunghezza in presa	mm	21	0,95	0,98
Pressione media di contatto		N/mm ²		77	
7.3	Superficie anulare di battuta pistone-stelo.				
	Diametro massimo di contatto	mm	32	Diametro medio di contatto	
	Diametro minimo di contatto	mm	25	Larghezza di contatto	
Pressione media di contatto		N/mm ²		227	
7.4	Superficie anulare di battuta pistone-testa.				
	Diametro massimo di contatto	mm	48		
	Diametro minimo di contatto	mm	33		
Pressione media di contatto		N/mm ²		75	

NOTE

- I martinetti in cui l'effetto rigenerativo e' ottenuto con l'impianto, e che pertanto possono anche funzionare in modo non rigenerativo, vanno considerati, nella verifica, non rigenerativi.
- Vale solo per fondelli non rinforzati dall'attacco.
- (1) Si assume che il perno resista a taglio con due sezioni.
- (2) Mettere massa 0 se il peso non carica a flessione il martinetto.
- (3)
- (4)

- Mettere attrito 0 se gli attacchi non ruotano
(5) sotto carico.

FINE

3.3 Analisi dei collegamenti bullonati

Sono state eseguite le verifiche di resistenza meccanica dei collegamenti bullonati che sono presenti nel sistema di aggancio. Tali collegamenti, come si nota in figura 28, sono presenti tra il martinetto e la guida al cui interno trasla il catenaccio e tra la guida stessa ed il bicchiere femmina della macchina perforatrice. Il primo collegamento è realizzato attraverso 4 viti passanti, dato che è possibile accedere ai bulloni da entrambe le sue estremità. Il secondo collegamento, invece, è costituito da 4 viti mordenti, dato che l'accessibilità alla vite è permessa solo da un lato.

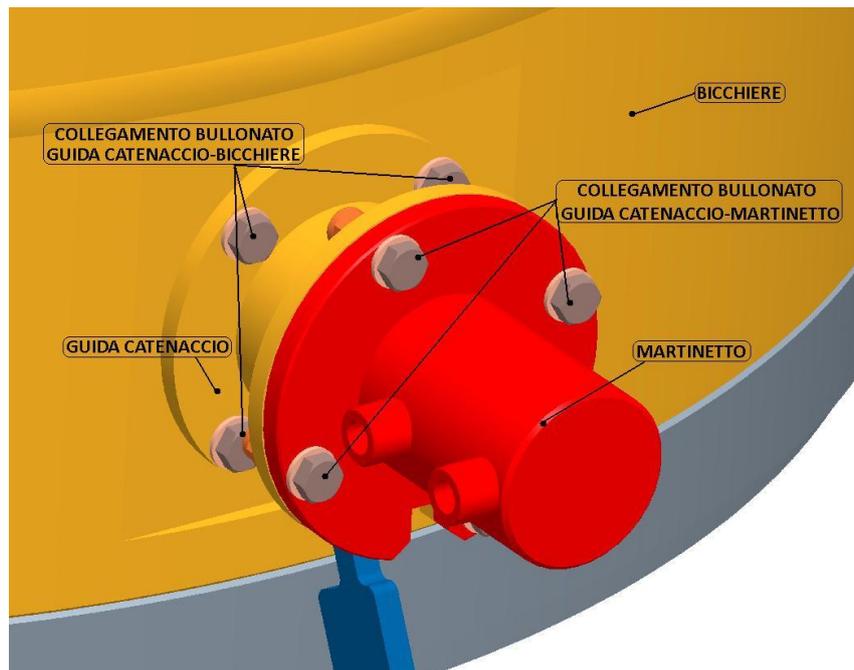


Figura 28: Collegamenti bullonati presenti sul sistema di aggancio.

3.3.1 Collegamento fra guida catenaccio e bicchiere

In figura 28 è rappresentato il collegamento bullonato tra la guida catenaccio ed il bicchiere. Tale collegamento viene realizzato attraverso 4 viti mordenti disposte alla stessa distanza dall'asse del martinetto ed equidistanti di 90° l'una

dall'altra. La forza agente sulla singola vite è pari alla quarta parte della forza di tiro del martinetto.

La guida-catenaccio appoggia su una superficie piana, che viene realizzata attraverso un'operazione di fresatura sul bicchiere femmina.

Naturalmente, tale lavorazione risulta più economica e più sbrigativa rispetto a quella di apportare una superficie piana sul bicchiere femmina, attraverso una piastra previamente lavorata e in seguito saldata sul bicchiere.

Tuttavia, asportando materiale, si riduce lo spessore in cui le viti mordenti che collegano la guida del catenaccio al bicchiere vanno ad imperniarsi.

Di conseguenza, l'aspetto importante da considerare, risulta quello che le viti 1, 2, 3 e 4 siano disposte come in figura 29: ovvero in modo tale che la vite mordente vada ad imperniarsi nel bicchiere femmina nei punti in cui è presente più materiale, cioè il più distante possibile dal punto in cui la fresa asporta più materiale sul bicchiere.



Figura 29: Posizione delle viti nel collegamento bullonato tra guida-catenaccio - bicchiere.

Attraverso il file di calcolo aziendale, è emerso che sono necessarie 4 viti ISO 4016 - **M12** x 25 – 8.8.

3.3.2 Collegamento fra guida catenaccio e martinetto

In figura 29 è rappresentato anche il collegamento bullonato tra il martinetto e la guida catenaccio. Le condizioni di carico, per ogni singola vite, sono identiche a quelle descritte nel sottoparagrafo precedente.

Di conseguenza sono necessarie 4 viti ISO 4016 - **M12** x 35 – 8.8.

Occorre porre l'attenzione sulla posizione che possiedono tali viti e sulla tipologia di vite adottata.

Per quanto riguarda la posizione occupata, in una prima analisi, era stato assunto un angolo di sfasamento tra i bulloni lato martinetto e lato bicchiere di 45°. In tale maniera era agevole accedere, tramite una chiave a bussola, ad entrambi i collegamenti bullonati. Successivamente, è stato ridotto tale angolo a 22.5°, a causa dell'installazione, sulla guida del catenaccio, di una leva meccanica (sistema di controllo) che verrà descritta nel paragrafo 3.5. e che permette di fornire all'operatore un'informazione utile sull'effettivo movimento del catenaccio.

Per quanto riguarda la tipologia di vite, è stato pensato di non utilizzare delle viti mordenti, ma delle viti passanti per quanto riguarda il collegamento bullonato tra il martinetto e la guida del catenaccio. La considerazione effettuata si basa sul fatto che durante il ciclo di vita del dispositivo è possibile che il martinetto o la guida debbano essere sostituiti a causa dell'usura.

Utilizzando un bullone, infatti, si evita il rischio della possibile rovina dei filetti della madrevite femmina in cui va ad avvitarsi la vite mordente, la quale, in seguito a continui cicli di avvitamento e svitamento, tende solitamente a rovinarsi.

3.4 Il collegamento fra martinetto e catenaccio

Il collegamento realizzato tra l'estremità dello stelo del martinetto che movimentata il catenaccio ed il catenaccio stesso rappresenta una questione molto importante. Tale fissaggio è realizzato mediante una spina cilindrica che può scorrere all'interno di un'asola ricavata sul catenaccio (figura 30).

In tale maniera è presente del gioco nel collegamento fra stelo e catenaccio: in questo modo, nel caso in cui si presentino dei disallineamenti tra il catenaccio e le sedi presenti sul semigiunto femmina, si evita di sovraccaricare lo stelo del martinetto di aggancio.

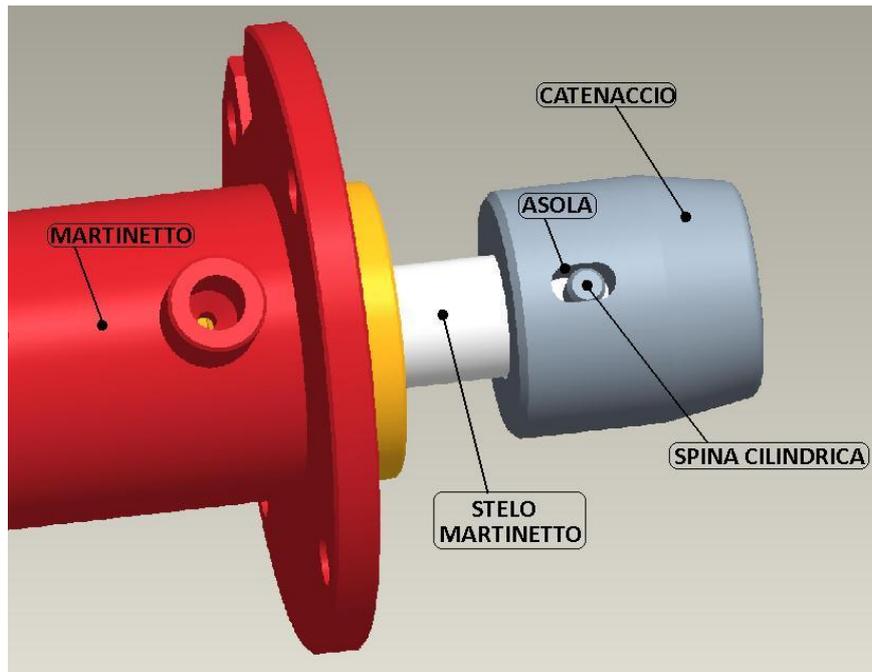


Figura 30: Collegamento tra martinetto e catenaccio.

3.4.1 Gioco in spinta

In figura 31 è rappresentata la posizione che assume il collegamento sopra descritto nella fase di apertura del martinetto, ovvero quando il catenaccio viene inserito nella sede presente sul tubo-camicia.

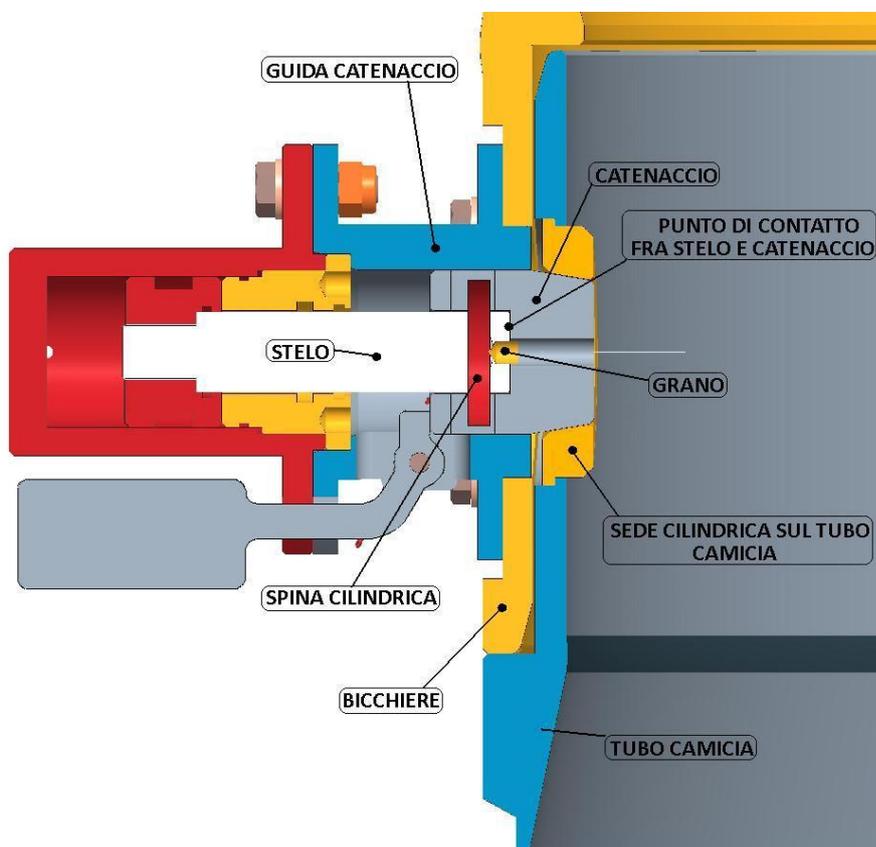


Figura 31: Fase di aggancio della camicia.

Come si può notare, nel momento in cui il martinetto “spinge” il catenaccio, l’estremità dello stelo è posta a contatto con il catenaccio stesso. Di conseguenza, durante tale operazione, sulla spina cilindrica non si scarica nessuna forza.

3.4.2 Gioco in tiro

Occorre porre l’attenzione sui due movimenti che il catenaccio realizza: infatti, nella fase di apertura del martinetto, la parte dello stelo che lavora risulta la sua estremità, dato che spinge il catenaccio verso il centro della camicia. Nella fase di chiusura del martinetto (figura 32), invece, il movimento del catenaccio avviene grazie al contatto tra la spina cilindrica e l’asola presente nel catenaccio. Per evitare l’instaurarsi di possibili carichi dovuti ad un non perfetto allineamento del catenaccio con lo stelo del martinetto, è stato pensato di lasciare un piccolo gioco di 5 millimetri, prima di portare in battuta la spina con il catenaccio, nella fase di chiusura del martinetto.

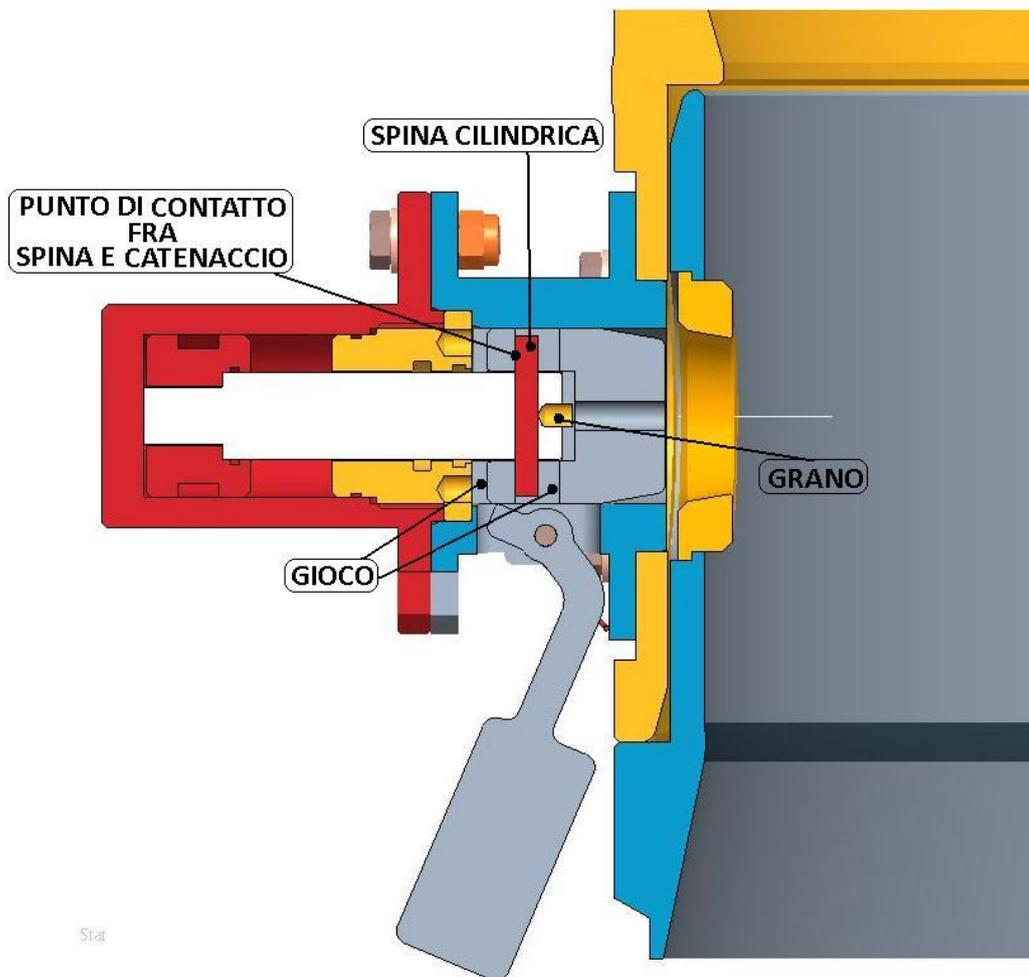


Figura 32: Fase di sgancio della camicia.

La spina è montata sullo stelo del martinetto attraverso un accoppiamento con interferenza leggera. Inoltre, per evitare il possibile scorrimento di quest'ultima all'interno della sede cilindrica presente sullo stelo del martinetto, si utilizza un grano M8. L'accesso al grano, per il suo avvvitamento attraverso una chiave a brugola, è permesso dalla presenza di un foro circolare coassiale all'asse di rivoluzione del catenaccio. Il diametro del foro è leggermente superiore alla filettatura del grano.

Occorre notare che, quando il martinetto è tutto chiuso, rimane del gioco tra l'estremità del catenaccio e la testa (parte gialla del martinetto).

Il dimensionamento della spina risulta il seguente:

$$T = 24278 \text{ N} \quad \text{Tiro massimo del martinetto}$$

$$\sigma_{sn} = 650 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Tensione di snervamento materiale spina (100 Cr 6)}$$

$$C.S. = 1.5 \quad \text{Coefficiente di sicurezza}$$

$$d_{spina} = \sqrt{\frac{16 \cdot T \cdot C.S. \cdot \sqrt{3}}{3 \cdot \pi \cdot \sigma_{sn}}} = 9.1 \text{ mm} \quad \text{Diametro della spina}$$

$$\cong 10 \text{ mm}$$

$$\tau_{\max_spina} = 24278 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Tensione massima di taglio sulla spina}$$

$$\tau_{\text{adm_spina}} = 250.2 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Tensione ammissibile della spina}$$

Viene utilizzata una spina commerciale cilindrica DIN 6325 $\phi 10$ L60.

3.5 Dispositivo di controllo

Il dispositivo di controllo fornisce all'operatore, che guida la macchina perforatrice, un'informazione sull'effettivo movimento e posizione dei catenacci durante una manovra di aggancio o sgancio del tubo-camicia.

Sono stati studiati, in un primo momento, dei dispositivi a controllo elettronico che potessero "informare" l'operatore sul movimento dei catenacci. Tali dispositivi elettronici, come finecorsa a comando meccanico, inviano un segnale all'operatore, se alimentati da un segnale di corrente.

Per alimentare tali dispositivi, la corrente deve passare da una parte della macchina non dotata di moto rotatorio (il gruppo che sostiene la rotary) ad una parte della macchina dotata di moto rotatorio (la rotary).

Per ovviare a tale problema, si è stato pensato di utilizzare dei contatti striscianti tra la rotary e la parte della macchina che non ruota. Tale soluzione è stata scartata poiché tali macchine perforatrici operano in condizioni di lavoro molto critiche e polverose.

Una seconda idea proposta, è stata quella di realizzare il collegamento elettronico tra la parte rotante e quella fissa della macchina, attraverso delle spine che vanno ad impennarsi nel momento in cui si realizza la manovra di bloccaggio o sbloccaggio dei perni catenaccio. Le spine in questo caso entrano in contatto solamente nel momento in cui viene effettuata la manovra di aggancio. Durante tale operazione, tuttavia, è possibile che la posizione angolare dei catenacci non coincida con la posizione angolare delle sedi presenti sul bicchiere femmina. Di conseguenza è necessario porre in movimento la rotary, compiendo anche delle rotazioni di una decina di gradi al fine di far allineare gli assi dei fori presenti nel semigiunto femmina, con l'asse di traslazione dei martinetti che movimentano i catenacci.

Nel momento in cui tali assi coincidono, il catenaccio entra nella sua sede.

Tuttavia, dal momento in cui si effettua la manovra di azionamento del sistema di pompaggio ed il momento in cui il catenaccio entra nella sua sede, è possibile che la rotary ruoti di circa 45° .

Di conseguenza, l'utilizzo di spine per trasferire la corrente dalla parte rotante della macchina a quella non rotante, risulta difficilmente applicabile, dato che occorrerebbe progettare, in aggiunta, un dispositivo di aggancio e sgancio di sicurezza della spina, qualora la rotazione della rotary superasse i 45° .

Per la complessità di realizzazione di entrambi i dispositivi di controllo elettronici si è deciso di focalizzare l'attenzione su un terzo sistema di controllo.

Tale dispositivo, a differenza dei due precedenti, risulta essere un sistema di controllo non elettronico e di tipo visivo: ovvero, per funzionare non necessita di

corrente e dunque ovvia i problemi per i quali sono scartati i 2 precedenti dispositivi di controllo.

Come si nota in figura 33, tale dispositivo è costituito da una leva (parte blu) che può ruotare rispetto ad un fulcro, realizzato attraverso un bullone.

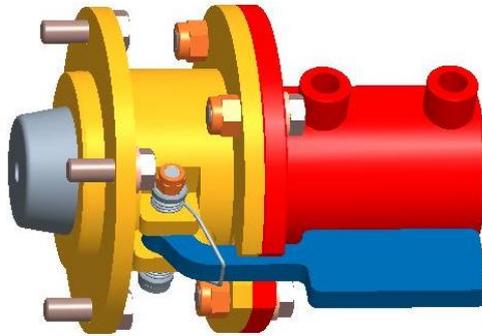


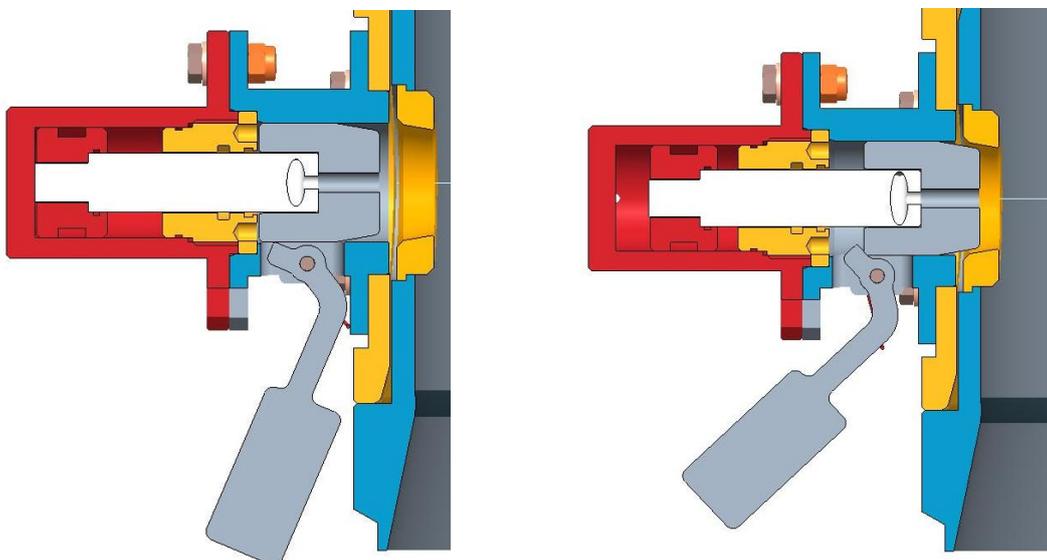
Figura 33: Martinetto con dispositivo di controllo.

3.5.1 Leva di controllo

In figura 34 viene rappresentato il movimento della leva. Infatti, traslando il catenaccio, la leva ruota rispetto al proprio fulcro: a seconda della posizione occupata dalla leva, l'operatore è a conoscenza della posizione del catenaccio all'interno delle sedi presenti sul tubo camicia. Il movimento della leva è causato dal contatto di un'estremità di quest'ultima con il catenaccio.

Il collegamento è molto simile a quello di una camma.

Ad una posizione orizzontale della leva, corrisponde il completo inserimento del catenaccio all'interno della boccola, mentre ad una posizione verticale della leva corrisponde lo sgancio del tubo.



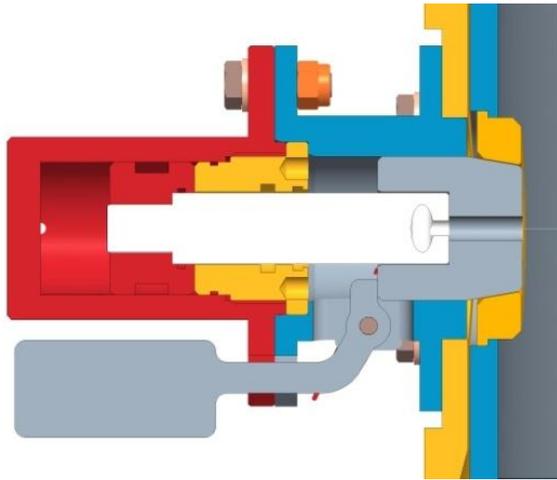


Figura 34: Movimento della leva di controllo.

Solitamente, la cabina di comando si trova ad una quota, dal suolo, inferiore rispetto all'altezza in cui è posizionata la rotary. Di conseguenza, per garantire all'operatore una migliore visuale dei martinetti che movimentano i catenacci, è stato pensato di montare la leva verso il terreno, e dunque verso la cabina della macchina.



Figura 35: Posizione della rotary durante il lavoro.

3.5.2 Dimensionamento molla di torsione

Per garantire la chiusura della leva, e dunque per riportarla in posizione orizzontale mentre il catenaccio viene spinto verso la sua sede, viene impiegata una molla di torsione.

Come si nota in figura 36, la molla di torsione deve garantire la chiusura della leva.

Per fare questo occorre che la molla fornisca una coppia maggiore rispetto a quella che si genera moltiplicando la massa della leva per la distanza tra il fulcro della leva e la distanza massima del suo baricentro dal fulcro della leva stessa.

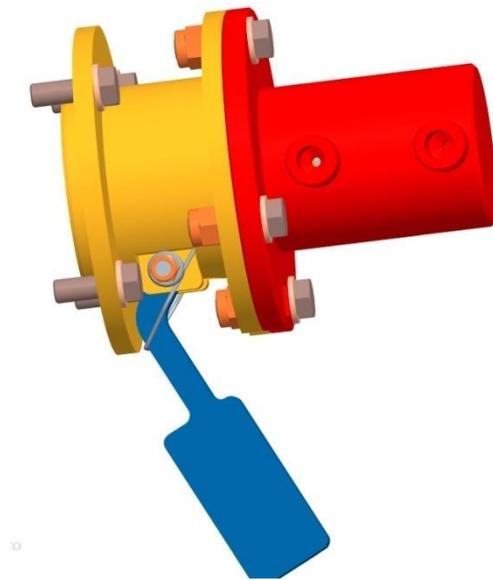


Figura 36: molla di torsione per il richiamo della leva.

È stato possibile dimensionare la molla di torsione, conoscendo il peso della leva e la posizione del suo baricentro (Figura 37).

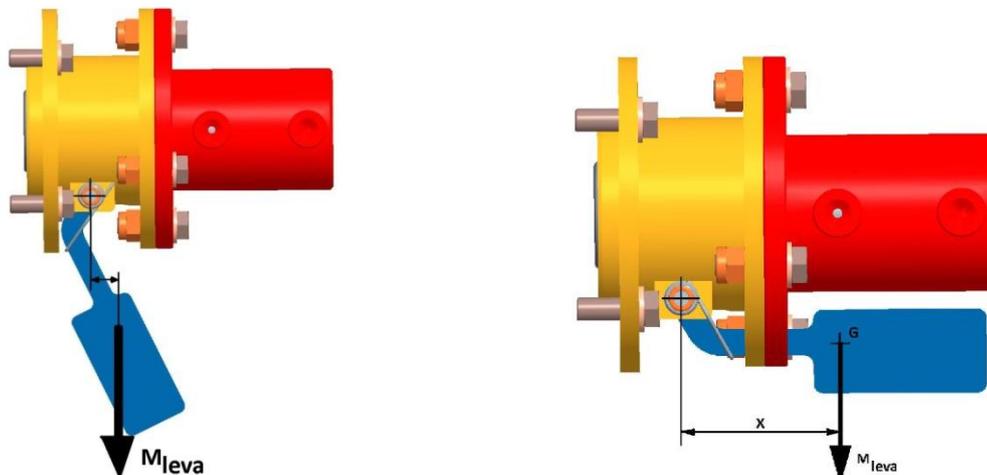


Figura 37: Posizioni estreme occupate dalla leva.

$M_{leva} = 0.5 \text{ kg}$	Massa della leva
$x = 90 \text{ mm}$	Distanza massima tra il fulcro ed il baricentro della leva
$Mf_{molla} = M_{leva} \cdot x = 441.5 \text{ Nmm}$	Momento flettente agente sulla molla
$Mf_{molla_cal} = 900 \text{ Nmm}$	Momento flettente considerato per il dimensionamento della molla
$d_{filo} = 2 \text{ mm}$	Diametro del filo
$D_{molla} = 15 \text{ mm}$	Diametro medio della molla
$n = 6$	Numero di spire
$Wf_{filo} = \frac{\pi \cdot d_{filo}^3}{32} = 0.785 \text{ mm}^3$	Modulo di resistenza a flessione del filo
$I_{filo} = \frac{\pi \cdot d_{filo}^4}{64} = 0.785 \text{ mm}^4$	Momento d'inerzia del filo
$\sigma_{max} = \frac{Mf_{molla_cal}}{Wf_{filo}} = 1146 \text{ N/mm}^2$	Tensione massima della molla
$\varnothing_{molla_voluto} = 90^\circ$	Rotazione della leva
$\varnothing_{molla} = \frac{Mf_{molla_cal} \cdot \pi \cdot D_{molla} \cdot n}{206000 \cdot I_{filo}}$ $= 90.2^\circ$	Rotazione della molla

Di conseguenza, la molla di torsione da utilizzare, per riportare la leva di controllo dalla posizione verticale a quella orizzontale, è quella rappresentata in Figura 38.

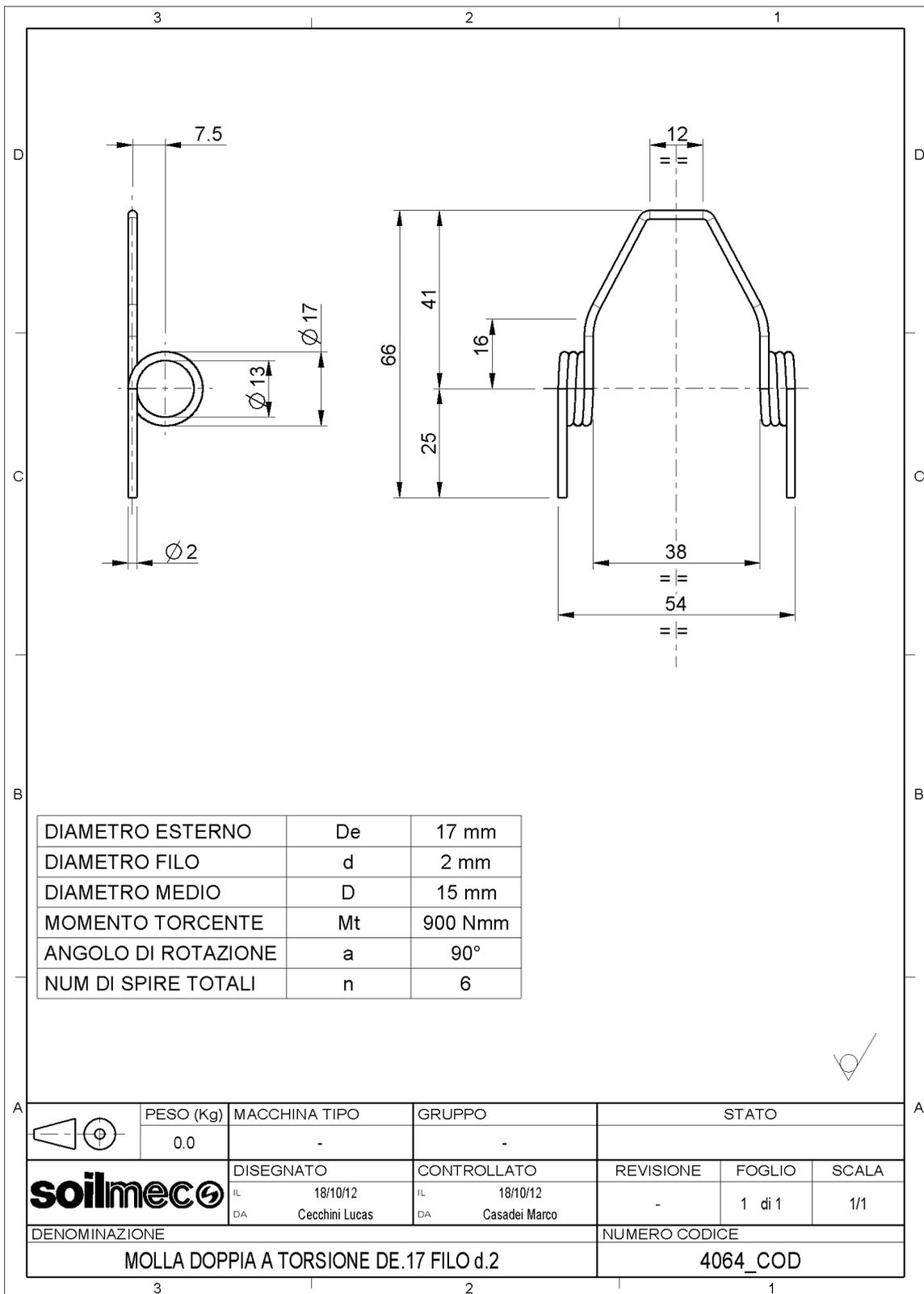


Figura 38: Molla di torsione.

4

IL SISTEMA DI POMPAGGIO

Il sistema di pompaggio, installato sulla parte della macchina dotata di moto rotatorio, costituisce uno dei dispositivi più importanti all'interno dell'intero dispositivo di bloccaggio.

Il sistema di pompaggio è costituito, principalmente, da due identici martinetti oleodinamici. Il loro compito risulta quello di far fluire olio in pressione ai martinetti che movimentano i catenacci. A seconda che si azioni un martinetto di pompaggio piuttosto che l'altro, si invia olio idraulico in pressione ai martinetti di aggancio dal loro lato fondello o dal loro lato stelo.

In seguito a tale operazione di pompaggio, l'olio fluisce ai martinetti di aggancio, i quali pongono in traslazione i catenacci (agganciando o sganciando il tubo). Nella fase di risalita del martinetto di pompaggio (ovvero quando il martinetto ritorna nella condizione di T.A.), però, i martinetti di aggancio non pongono in traslazione i catenacci. Questo è dovuto alla presenza, all'interno del circuito idraulico, delle valvole di blocco che permettono di congelare la posizione occupata dai catenacci.

L'azionamento del martinetto di pompaggio avviene grazie alla spinta meccanica che viene fornita dal sistema di azionamento, che verrà descritto nel capitolo successivo.

Sulla rotary della macchina è presente un encoder rotante, che informa l'operatore che guida la macchina, sulla posizione angolare occupata dalla rotary stessa. Di conseguenza, l'operatore, riscontrando la posizione angolare della rotary su un monitor presente in cabina, è in grado di scegliere quale martinetto di pompaggio azionare con il martinetto di azionamento.

Oltre alla presenza di tali martinetti, il sistema di pompaggio è costituito da altri due fondamentali organi: il serbatoio dell'olio e l'accumulatore.

Il compito del serbatoio dell'olio, oltre a quello di contenere il fluido, è quello di separare il liquido dalle particelle contaminanti.

Il compito dell'accumulatore, invece, risulta quello di immagazzinare e successivamente fornire fluido in pressione nel momento in cui il circuito oleodinamico lo richieda. Infatti, in seguito all'azionamento del sistema di pompaggio, non è sempre detto che il catenaccio entri/esca perfettamente nelle/dalle sedi presenti sul tubo, per due motivi:

- La sede non si trova dinanzi al catenaccio, nella fase di aggancio;
- Vi possono essere condizioni di attrito che non permettono lo scorrimento immediato del catenaccio.

4.1 Il martinetto di pompaggio

Come brevemente accennato, la fase di chiusura del martinetto di pompaggio è permessa grazie alla spinta meccanica esercitata dal martinetto di azionamento. La fase di apertura del martinetto, invece, è garantita e permessa grazie alla presenza di una molla di compressione. È di fondamentale importanza che il martinetto di pompaggio ritorni nella condizione di T.A. (tutto aperto) in seguito alla manovra di pompaggio. Infatti, una volta terminato il pompaggio (chiusura del martinetto), è necessario che il volume presente all'interno del cilindro dal lato fondello si riempi nuovamente di olio. Tale olio servirà per la successiva operazione di pompaggio. Se ciò non avvenisse, nel momento in cui si andasse ad agire sul martinetto di pompaggio, questo non trasferirebbe olio ai martinetti adibiti al movimento dei catenacci e dunque non si realizzerebbe l'operazione di aggancio/sgancio della camicia.

In un primo momento, era stato pensato di utilizzare un gruppo pompante come quello rappresentato in figura 39.

Veniva fissato, attraverso una staffa che presentava su un'estremità un perno cilindrico, al cardano della rotary.

Il collegamento tra la staffa a perno ed il gruppo pompante era di tipo perno-forcella. Questa tipologia di connessione era ed è necessaria, perché nel caso in cui ci sia un disallineamento tra l'asse del martinetto di azionamento e gli assi di

scorrimento dei due martinetti del sistema di pompaggio, è permesso al gruppo pompante di allinearsi rispetto all'asse di scorrimento del martinetto di azionamento.

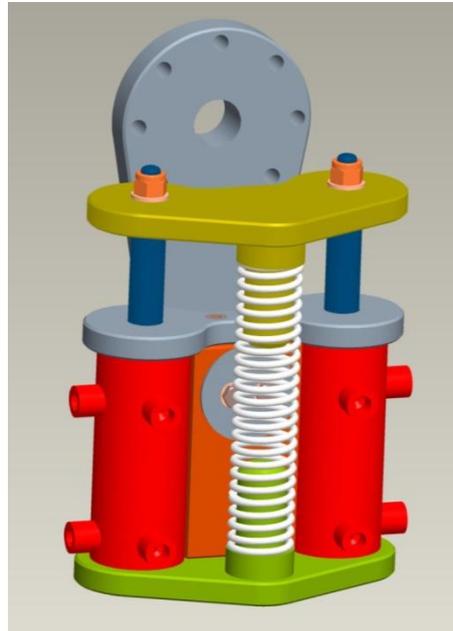


Figura 39: Martinetto di pompaggio 1.

Il primo gruppo pompante era costituito da due martinetti oleodinamici che lavoravano in parallelo. Venivano tra loro collegati attraverso delle staffe opportunamente sagomate che ospitavano anche le guide per la molla di compressione. Tuttavia, la seguente configurazione è stata scartata, poiché una volta collocata sulla macchina perforatrice, si è notato che possedeva un ingombro elevato e durante la rotazione della rotary era inevitabile il suo urto contro delle staffe della mensola che sorregge la rotary (carrello rotary).

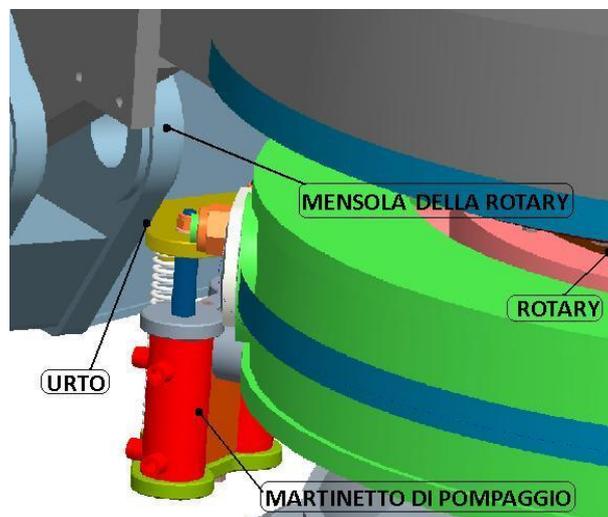


Figura 40: Urto tra martinetto di pompaggio e carrello della rotary.

In maniera del tutto analoga opera il martinetto di pompaggio che in seguito si è deciso di utilizzare. In figura 41 è riportata una sezione di tale martinetto.

Si nota la presenza della molla di compressione all'interno della camicia del martinetto. Il compito della molla rimane identico a quello realizzato dalla molla descritta poco sopra.

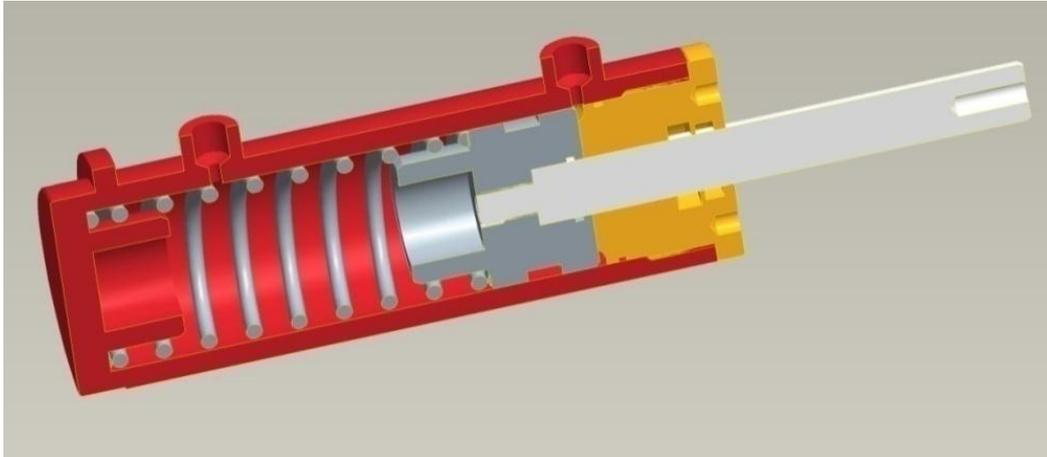


Figura 41: Sezione del martinetto di pompaggio.

4.1.1 Volume di olio da trasferire al sistema di aggancio

Per la stima del volume di olio che deve essere presente nei martinetti di pompaggio, occorre conoscere le dimensioni dei martinetti che movimentano i catenacci. Infatti il volume di olio presente nei martinetti che azionano i catenacci ed in quelli del gruppo di pompaggio deve essere lo stesso. In realtà, nei calcoli, è stato stimato un volume di olio leggermente superiore, considerando la presenza indesiderata di trafilamento di olio da parte della valvola regolatrice di pressione, posta a valle del sistema di pompaggio e a monte dei martinetti che movimentano i catenacci.

Conoscendo corsa, alesaggio e numero dei martinetti che azionano i catenacci, è stato possibile determinare il volume di olio contenuto dal lato stelo nel martinetto di pompaggio.

$n_{catenacci} = 4$	Numero di catenacci
$d_{catenacci} = 60 \text{ mm}$	Alesaggio martinetti che movimentano i catenacci
$c_{catenacci} = 30 \text{ mm}$	Corsa martinetti che movimentano i catenacci

$$V_{olio1caten} = \frac{\pi \cdot d_{catenacci}^2}{4} \cdot c_{catenacci} = 84823 \text{ mm}^3$$

Volume di olio all'interno di un martinetto
che movimentata un catenaccio

$$V_{olio_pomp} = \frac{V_{olio1caten} \cdot n_{catenacci}}{10^6} = 0.34 \text{ litri}$$

Volume di olio che servirebbe all'interno del
sistema di pompaggio

Sapendo che parte di olio pompato dal martinetto di pompaggio non viene trasferito ai martinetti che pongono in movimento i catenacci (a causa del trafileamento della valvola regolatrice di pressione), è stato assunto che il volume di olio presente all'interno del martinetto di pompaggio, dal lato stelo, sia pari a 0.45 litri.

Poiché si considera un volume di olio maggiore rispetto a quello che realmente occorrerebbe, l'olio in esubero verrà rinviato all'interno del serbatoio. Tale manovra comporterà un leggero aumento della temperatura dell'olio stesso, ma si suppone che non sia talmente elevata da poter modificare le sue caratteristiche.

4.1.2 Dimensionamento del martinetto di pompaggio

Conoscendo il volume di olio contenuto dal lato fondello, all'interno di uno dei due martinetti di pompaggio, risulta semplice effettuare il loro dimensionamento.

Infatti:

$$V_{olio} = 0.45 \text{ litri} \quad \text{Volume di olio considerato}$$

$$d_{pompaggio} = 80 \text{ mm} \quad \text{Alesaggio martinetto di pompaggio}$$

$$c_{pompaggio} = \frac{4 \cdot V_{olio} \cdot 10^6}{\pi \cdot d_{pompaggio}^2} = 89.5 \cong 90 \text{ mm} \quad \text{Corsa martinetto di pompaggio}$$

Il dimensionamento di tutti i componenti meccanici che compongono il martinetto è stato eseguito in maniera analoga a quanto fatto nel paragrafo 3.2.. Anche in questo caso, il martinetto è stato dimensionato considerando una pressione di verifica di 300 bar, sebbene la sua pressione di lavoro sia pari a 120 bar.

In Tabella 2 vengono riportati alcuni dati tecnici del martinetto di pompaggio:

Tabella 2: Dati tecnici martinetto di pompaggio

$d_{martinetto} = 80 \text{ mm}$	Alesaggio
$d_{stelo} = 28 \text{ mm}$	Diametro dello stelo
$c = 100 \text{ mm}$	Corsa del martinetto
$d_{camicia} = 100 \text{ mm}$	Diametro esterno della camicia
$P = 120 \text{ bar}$	Pressione di esercizio
$L_{T_A} = 421 \text{ mm}$	Lunghezza martinetto tutto aperto
$L_{T_C} = 321 \text{ mm}$	Lunghezza martinetto tutto chiuso

In Tabella 2 viene indicata una corsa del martinetto di 100 millimetri e non di 90 millimetri, come era stato calcolato poco prima. Non si tratta di un errore.

Infatti, per capire il motivo di tale scelta, occorre ragionare su una classica manovra di pompaggio del martinetto: nel caso in cui la distanza tra la staffa del martinetto di pompaggio e quella del martinetto di azionamento sia inferiore a quella fissata, durante l'operazione di pompaggio si andrebbe a sovraccaricare lo stelo del martinetto di pompaggio.

Utilizzando un martinetto con una corsa maggiore (di 10 millimetri), si ovvia a tale inconveniente: infatti nel caso in cui la distanza fra le due piastre di spinta diminuisca, vi è un margine di 10 millimetri su cui "giocare" prima di portare nella condizione T.C. il martinetto di pompaggio (Figura 42).

Ovvero, lo stelo del martinetto di pompaggio può traslare per altri 10 millimetri verso il basso, evitando di sovraccaricare il suo stelo a compressione.

Nel caso che, invece, la distanza tra le staffe di spinta aumenti, si supporrebbe che il martinetto di pompaggio non riesca a trasferire abbastanza olio ai martinetti di aggancio. In realtà, sebbene l'operazione di pompaggio non avvenga correttamente, bisogna ricordare che la capacità del gruppo pompante è stata sovradimensionata rispetto alle esigenze dei martinetti di aggancio.

Infatti, sebbene i martinetti di aggancio necessitassero, per il loro corretto funzionamento, di 0.34 litri, il martinetto di pompaggio riesce a trasferire 0.45 litri.

In tale maniera viene garantito il corretto funzionamento dei martinetti di aggancio in qualsiasi condizione.

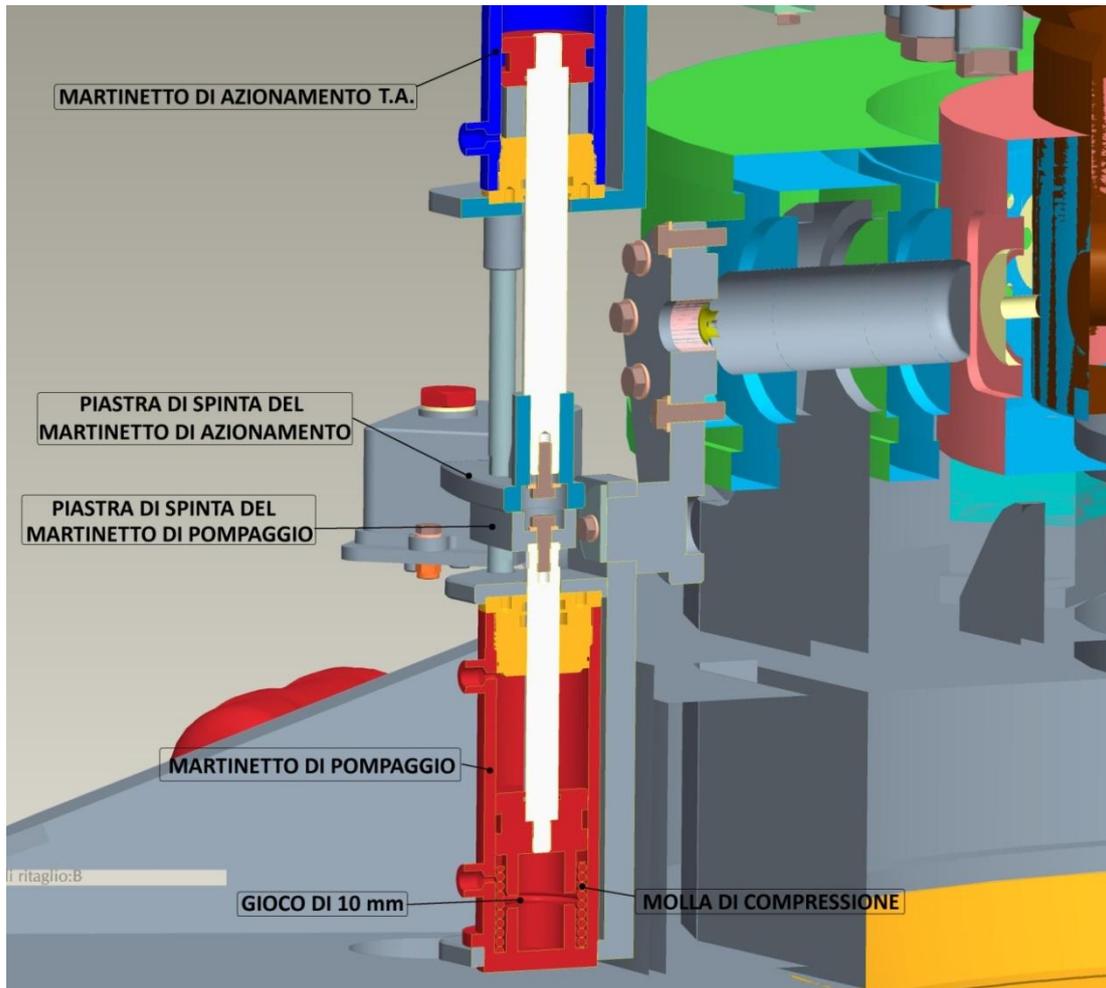


Figura 42: Fase di pompaggio.

4.1.3 Dimensionamento della molla di compressione

Il corretto funzionamento del martinetto di pompaggio è legato prevalentemente al preciso funzionamento della molla di compressione. Come già accennato, la forza elastica esercitata dalla molla permette la riapertura del martinetto, portandolo nella condizione di T.A. (tutto aperto).

Durante la seguente operazione, la camera vuota del martinetto, dal lato fondello, deve riempirsi di olio.

Tale olio servirà nella successiva fase di aggancio del tubo camicia, dato che risulterà quell'olio che verrà pompato dal lato fondello/stelo nei martinetti che azionano i catenacci, per effettuare la traslazione verso l'interno/esterno, della camicia, dei catenacci stessi.

Per quanto riguarda il dimensionamento della molla, occorre previamente calcolare le forze cui è soggetta e che dovrà vincere per riportare il martinetto del sistema di pompaggio nella condizione T.A. .

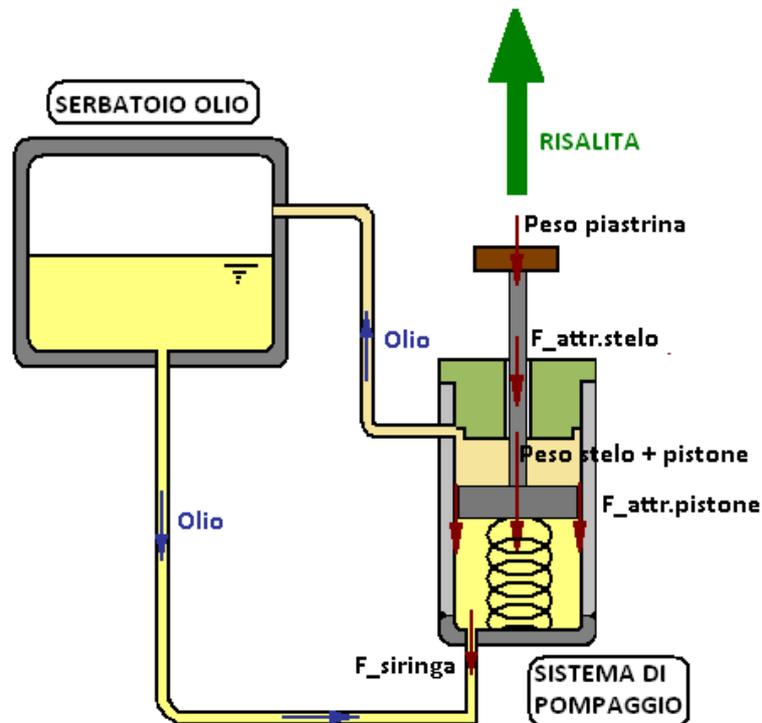


Figura 43: Forze per il dimensionamento della molla.

Come si nota in figura 43, per realizzare la risalita del pistone, la molla di compressione deve vincere una serie di forze dirette, naturalmente, in verso opposto alla forza elastica che esercita.

Tali forze risultano:

- Peso piastrina;
- Peso stelo e pistone;
- $F_{attr.pistone}$, che corrisponde alla forza d'attrito causato dallo strisciamento della guarnizione del pistone con la superficie interna della camicia;
- $F_{attr.stelo}$, che corrisponde alla forza d'attrito causata dallo strisciamento della guarnizione presente sulla testa con lo stelo del martinetto;
- $F_{siringa}$, che corrisponde alla forza di richiamo cui è soggetto il pistone, per portare olio dal serbatoio alla camera lato fondello del martinetto.

I pesi della piastrina, dello stelo e del pistone sono stati rilevati molto semplicemente, conoscendo il volume ed il materiale impiegati per la loro realizzazione.

Per quanto riguarda, invece, le forze d'attrito, relative alle guarnizioni presenti nella testa e nel pistone del martinetto, è stato ipotizzato (valore riscontrato nella pratica comune aziendale) che la perdita di carico misurata per realizzare il movimento dello stelo sia di 1 bar.

Ovvero si è notato che se si inserisce olio in pressione all'interno del cilindro con una pressione minore di 1 bar, lo stelo del martinetto non si muove.

Conoscendo, dunque, la pressione minima che non riesce a movimentare lo stelo del martinetto e l'alesaggio del pistone, si determina la forza d'attrito generata dalla presenza delle guarnizioni.

Per la determinazione della $F_{siringa}$, ovvero della forza con cui il pistone è movimentato verso il basso per richiamare all'interno del martinetto (lato stelo) l'olio, è stato considerato che la pressione da vincere sia leggermente superiore a quella di taratura della valvola di non ritorno posizionata sotto il serbatoio dell'olio.

Dato che tali valvole di non ritorno sono tarate a 0.3 bar, la depressione cui è soggetto il pistone, ovvero la pressione per risucchiare l'olio all'interno del martinetto, è stata stimata pari a 0.4 bar.

Attraverso un file di calcolo Excel, è stata così calcolato la forza che deve possedere la molla per portare nella condizione di T.A. il martinetto di pompaggio.

Viene riportato il dimensionamento della molla

$$P_{guarnizioni} = 1 \text{ bar} \quad \text{Perdita di carico causata dalle guarnizioni}$$

$$P_{siringa} = 0.4 \text{ bar} \quad \text{Perdita di carico causata dall'effetto siringa}$$

$$d_{martinetto} = 80 \text{ mm} \quad \text{Alesaggio martinetto di pompaggio}$$

$$A_{martinetto} = \frac{\pi \cdot d_{martinetto}^2}{4} = 5026.5 \text{ mm}^2 \quad \text{Area frontale del pistone}$$

$$F_{attr_guarnizioni} = P_{guarnizioni} \cdot A_{martinetto} = 502.65 \text{ N}$$

Forza causata dall'attrito delle guarnizioni

$$F_{siringa} = P_{siringa} \cdot A_{martinetto} = 201.6 \text{ N}$$

Forza causata dall'effetto siringa

$$P_{stelo} = 10.45 \text{ N}$$

Peso dello stelo

$$P_{pistone} = 3.32 \text{ N}$$

Peso del pistone

$$P_{piastrina} = 10.45 \text{ N}$$

Peso della piastrina

Di conseguenza la forza che la molla dovrà vincere risulterà pari a:

$$F_{molla} = P_{attr_guarnizioni} + F_{siringa} + P_{stelo} + P_{pistone} + P_{piastrina} = 752.2 \text{ N}$$

La seguente forza risulterà la forza di precarico della molla di compressione. Infatti, la molla deve garantire in ogni momento questa forza, poiché le seguenti forze, precedentemente calcolate, agiscono continuamente durante il funzionamento del martinetto. È stata considerata una forza massima della molla almeno pari a 1100 N.

$$F_{molla} = 752.2 \text{ N}$$

Forza di precarico della molla

$$F_{max_molla} = 1100 \text{ N}$$

Forza massima della molla

$$\tau_{max} = 950 \text{ N/mm}^2$$

Tensione massima di torsione

$$d_{filo} = 7 \text{ mm}$$

Diametro del filo

$$D_{molla} = 71 \text{ mm}$$

Diametro medio della molla

$$D_{est_molla} = 78 \text{ mm}$$

Diametro esterno della molla

$$D_{int_molla} = 64 \text{ mm}$$

Diametro interno della molla

$$K_{Wahl} = 1.13$$

Coefficiente di Wahl

$$G = 80000 \text{ N/mm}^2$$

Modulo di taglio

$$i_f = 8$$

Numero di spire di lavoro

$$i_g = 10$$

Numero totali di spire

$$K = 8.39 \text{ N/mm}$$

Caratteristica della molla

$$F_{max} = \frac{\tau_{max} \cdot \pi \cdot d_{filo}^3}{8 \cdot D_{molla} \cdot K_{Wahl}} = 1594 \text{ N}$$

Carico massimo sopportato dalla molla

$$\Delta l_{max} = \frac{F_{max}}{K} = 190.20 \text{ mm}$$

Deformazione massima della molla

$$L_{B_L} = i_g \cdot d_{filo} - \frac{d_{filo}}{2} = 66.5 \text{ mm}$$

Lunghezza a pacco della molla
completamente compressa

$$L_0 = L_{B_L} + \Delta l_{max} = 256.7 \text{ mm}$$

Lunghezza libera della molla

$$F_{max} = \frac{\tau_{max} \cdot \pi \cdot d_{filo}^3}{8 \cdot D_{molla} \cdot K_{Wahl}} = 1594 \text{ N}$$

Carico massimo sopportato dalla
molla

Una volta determinati tali parametri, sono state calcolate le forze che la molla è in grado di esercitare in seguito ad una sua deformazione generica. Infatti:

$$f_1 = 90 \text{ mm}$$

Freccia generica f1

$$F_1 = K \cdot f_1 = 754.7 \text{ N}$$

Forza corrispondente alla freccia
generica f1

$$L_{molla_1} = L_0 - f_1 = 166.7 \text{ mm}$$

Lunghezza della molla quando è
soggetta al carico F1

$$f_2 = 180 \text{ mm}$$

Freccia generica f2

$$F_2 = K \cdot f_2 = 1509.4 \text{ N}$$

Forza corrispondente alla freccia
generica f2

$$L_{molla_2} = L_0 - f_2 = 76.7 \text{ mm}$$

Lunghezza della molla quando è
soggetta al carico F2

È importante che la molla:

- Riesca fornire, nella condizione di precarico, una forza F_1 maggiore rispetto a F_{molla} ;
- Abbia una lunghezza a blocco L_{B_L} minore rispetto a L_{molla_2}

Per quanto riguarda il primo punto, è basilare che la F_1 si maggiore di F_{molla} . In tale maniera è garantita la risalita dello stelo del martinetto, indipendentemente dalla posizione che occupa il pistone all'interno del martinetto.

Rispettando il secondo punto, invece, è garantito che la molla non raggiunga mai la condizione definita “ a pacco”.

Dato che entrambi i requisiti risultano soddisfatti, la molla è correttamente dimensionata.

La molla è posizionata all'interno del martinetto di pompaggio, come si nota in figura 44, ed è vincolata alle sue estremità da delle guide di forma circolare

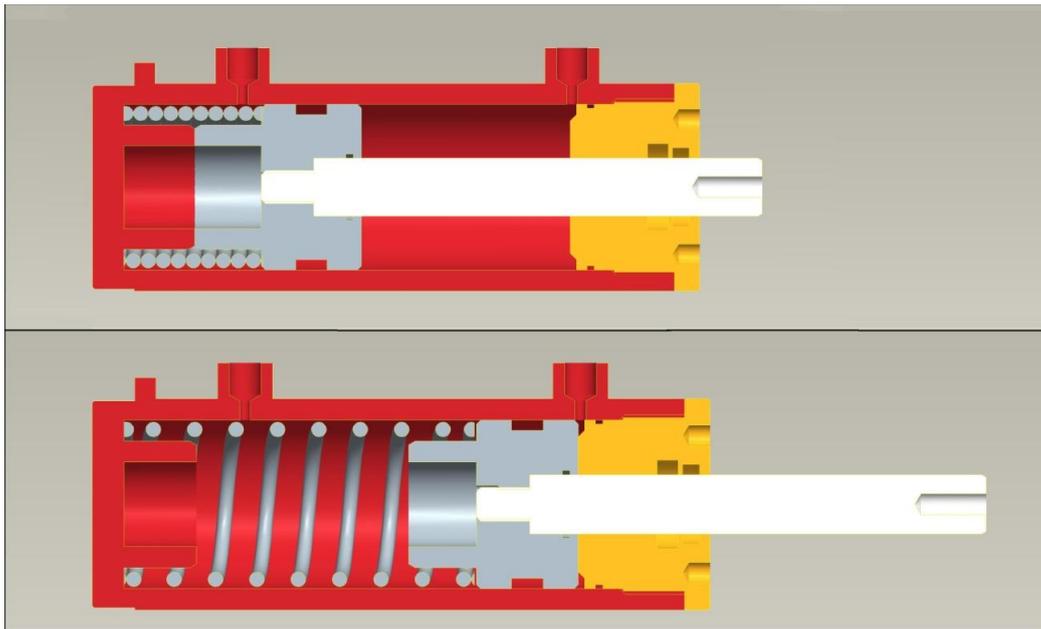


Figura 44: Martinetto di pompaggio T.A. e T.C. .

4.1.4 Fissaggio alla macchina del martinetto di pompaggio

Il martinetto di pompaggio è fissato alla rotary della macchina perforatrice attraverso due staffe, opportunamente sagomate, che permettono il suo basculamento rispetto ad un punto fisso. Come si nota in figura 45, il martinetto di pompaggio viene sorretto da una staffa ad “L”, incernierata su un’altra staffa che presenta un perno e che è rigidamente fissata al cardano della rotary attraverso un collegamento bullonato.

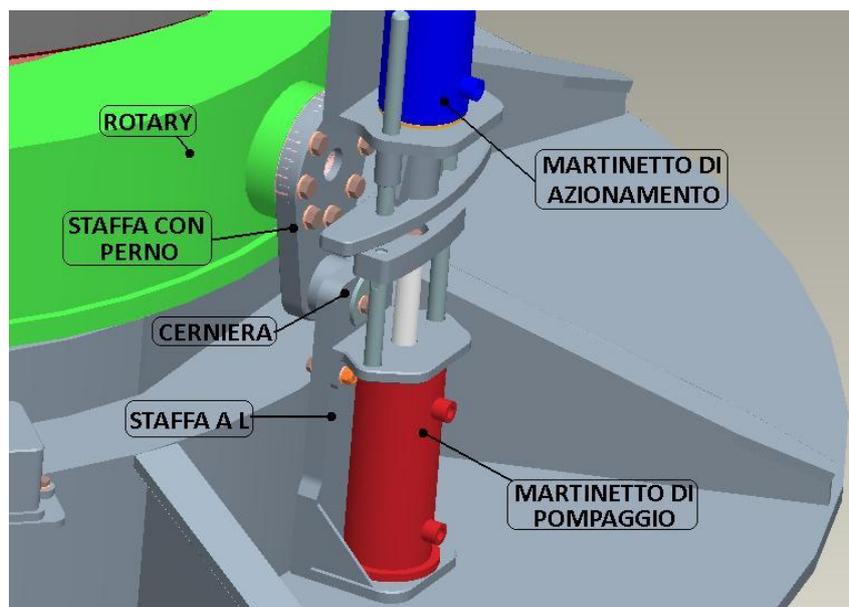


Figura 45: Posizionamento martinetto di pompaggio sulla macchina.

Grazie a questa tipologia di collegamento, il martinetto è in grado di oscillare (Figura 46) rispetto ad un punto fisso, che è un collegamento perno-foro, di circa 15°.

Questa tipologia di collegamento permette di non vincolare rigidamente il martinetto alla macchina: infatti, nel caso in cui vi sia un disallineamento verticale con il martinetto di azionamento, il martinetto di pompaggio tende ad allinearsi automaticamente al martinetto che si trova sopra di esso.

Per permettere tale rotazione, inoltre, è stato lasciato uno spazio libero di 10 millimetri tra la superficie superiore della piastra batti-bucket ed il fondello del martinetto di pompaggio.

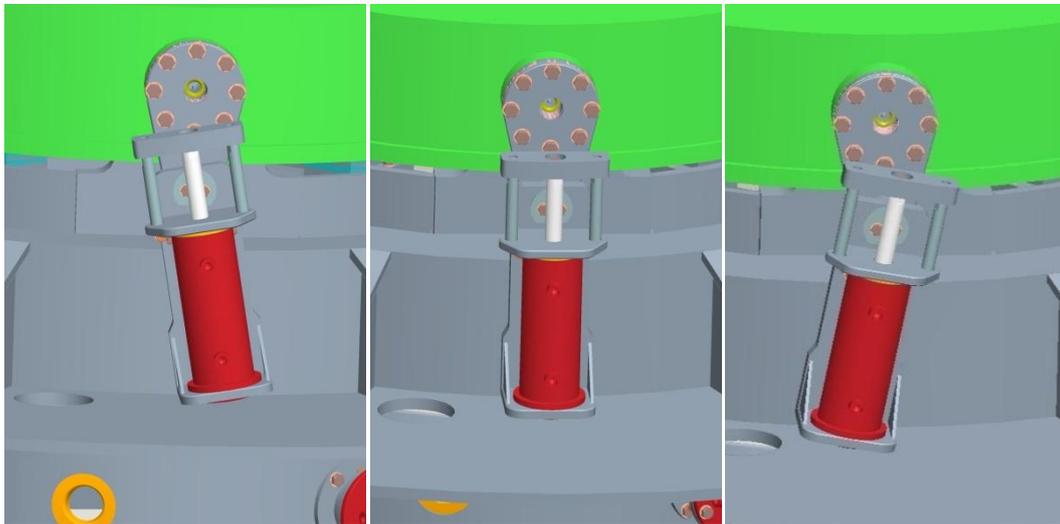


Figura 46: Oscillazione martinetto di pompaggio.

Il martinetto è sorretto dalle due staffe rappresentate in figura 47.

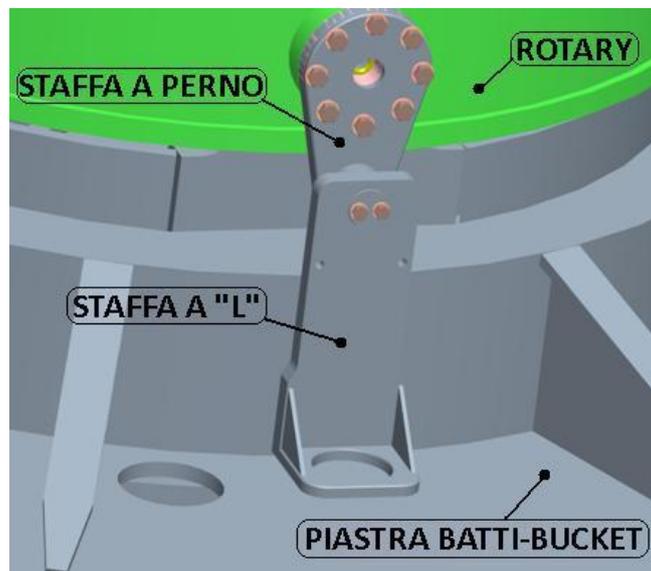


Figura 47: Staffe che sorreggono il martinetto di pompaggio.

La staffa a “L” presenta quattro cavità cilindriche: una foratura cilindrica di diametro 100 millimetri utilizzata per il fissaggio del martinetto di pompaggio (1), un foro (2), di 51 millimetri, che permette l’oscillazione del martinetto ed infine altri due fori di piccole dimensioni per ospitare le viti della staffa di contenimento del martinetto. La parte della staffa a “L” soggetta alle maggiori tensioni risulta quella nei pressi del foro 2 (figura 48).



Figura 48: Staffa a "L".

È stata verificata tale parte, come se si trattasse di una forcilla. Il carico agente sulla sezione è pari alla forza che il martinetto esercita durante la fase di pompaggio. I calcoli si riferiscono all’immagine rappresentata in figura 49.

$d = 51 \text{ mm}$	Diametro del foro 2
$s = 25 \text{ mm}$	Spessore della piastra
$g = 40 \text{ mm}$	Distanza tra il foro 1o spigolo laterale della piastra
$l = 12 \text{ mm}$	Distanza tra il foro e lo spigolo superiore della piastra
$F_{martinetto} = 60318 \text{ N}$	Forza esercitata dal martinetto (pressione lato fondello)
$F_{molla} = 1500 \text{ N}$	Forza massima esercitata dalla molla
$F = F_{martinetto} + F_{molla} = 61818 \text{ N}$	Forza agente sulla staffa
$\sigma_{\max_A''} = \frac{1.4 \cdot F}{2 \cdot s \cdot g} = 43 \text{ N/mm}^2$	Tensione massima nella sezione A''

$$\sigma_{\max_A'} = \frac{F}{s \cdot l} = 204.73 \text{ N/mm}^2$$

Tensione massima nella sezione A'

$$P_{\max} = \frac{F}{s \cdot D} = 48.17 \text{ N/mm}^2$$

Tensione massima nella sezione A''

$$\sigma_{\text{snerv}} = 355 \text{ N/mm}^2$$

Tensione di snervamento materiale piastra (S355)

$$C.S. = 1.5$$

Coefficiente di sicurezza

$$\sigma_{\text{adm}} = 236.67 \text{ N/mm}^2$$

Tensione di ammissibile materiale piastra (S355)

$$P_{\text{adm}} = 90 \text{ N/mm}^2$$

Pressione ammissibile materiale piastra (S355)

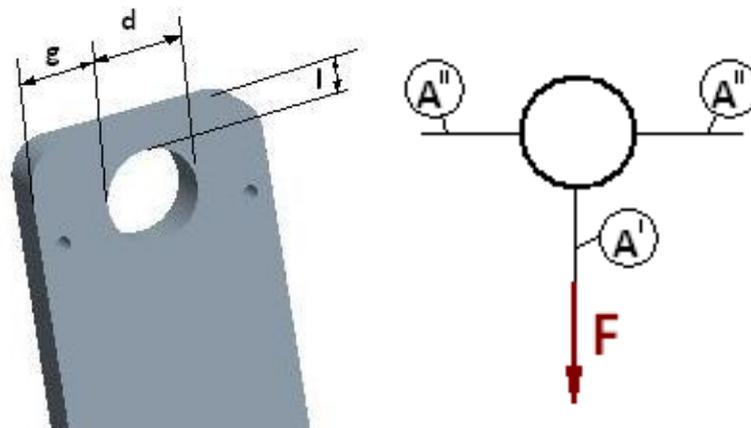


Figura 49: Sezioni verificate nella cerniera.

Dato che:

$$\sigma_{\max_A''} < \sigma_{\text{adm}}$$

$$\sigma_{\max_A'} < \sigma_{\text{adm}}$$

$$P_{\max} < P_{\text{adm}}$$

la staffa risulta ben progettata.

Non è stata eseguita la verifica della zona adiacente al foro: per garantire, comunque, una buona resistenza meccanica della piastra, sono state saldate delle nervature di rinforzo triangolari.

È stata dimensionata anche la staffa a perno di figura 50. Le forze agenti sull'estremità del perno risultano le stesse utilizzate per il dimensionamento della staffa a "L".

$$F = 61818.5 \text{ N}$$

Forza agente

$$D_p = 70 \text{ mm}$$

$$d_p = 50 \text{ mm}$$

$$A_{resistente_dp} = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = 1963.5 \text{ mm}^2$$

$$A_{resistente_Dp} = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = 3848.45 \text{ mm}^2$$

$$c = 30 \text{ mm}$$

$$e = 41 \text{ mm}$$

$$w = 140 \text{ mm}$$

$$Mf_{piastra} = Mf_{perno} = F \cdot e = 2534562 \text{ Nmm}$$

$$Wf_{piastra} = \frac{c^2 \cdot w}{6} = 204.73 \text{ mm}^3$$

$$Wf_{perno} = \frac{\pi \cdot D_p^3}{32} = 33674 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{max_perno} = \frac{Mf_{perno}}{Wf_{perno}} = 75.3 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{max_piastra} = \frac{Mf_{piastra}}{Wf_{piastra}} = 120.7 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{max_Dp} = \frac{F \cdot 4}{A_{resistente_Dp} \cdot 3} = 21.4 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{max_dp} = \frac{F \cdot 4}{A_{resistente_dp} \cdot 3} = 42 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eqv.M} = \sqrt{\sigma_{max_perno}^2 + 3 \cdot \tau_{max_Dp}^2} = 83.9 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{snerv} = 355 \text{ N/mm}^2$$

$$C.S. = 1.5$$

$$\sigma_{adm} = 236.67 \text{ N/mm}^2$$

sul'estremità del perno
Diametro perno alla base

Diametro perno
all'estremità

Area resistente con
diametro dp

Area resistente con
diametro Dp

Spessore piastra

Lunghezza perno

Larghezza piastra

Momento flettente
agente sulla piastra

Modulo di resistenza a
flessione della piastra

Modulo di resistenza a
flessione del perno

Tensione max perno

Tensione max piastra

Tensione max di taglio
perno con diametro Dp

Tensione max di taglio
perno con diametro dp

Tensione max piastra

Tensione di snervamento
materiale piastra e perno
(S355)

Coefficiente di sicurezza
Tensione ammissibile

materiale piastra e perno
(S355)

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = 136.67 \text{ N/mm}^2$$

Tensione a taglio
ammissibile materiale
piastra e perno (S355)

Dato che:

$$\sigma_{eqv.M} < \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{max_piastra} < \sigma_{adm}$$

$$\tau_{max_dp} < \tau_{adm}$$

la staffa a perno risulta correttamente dimensionata.

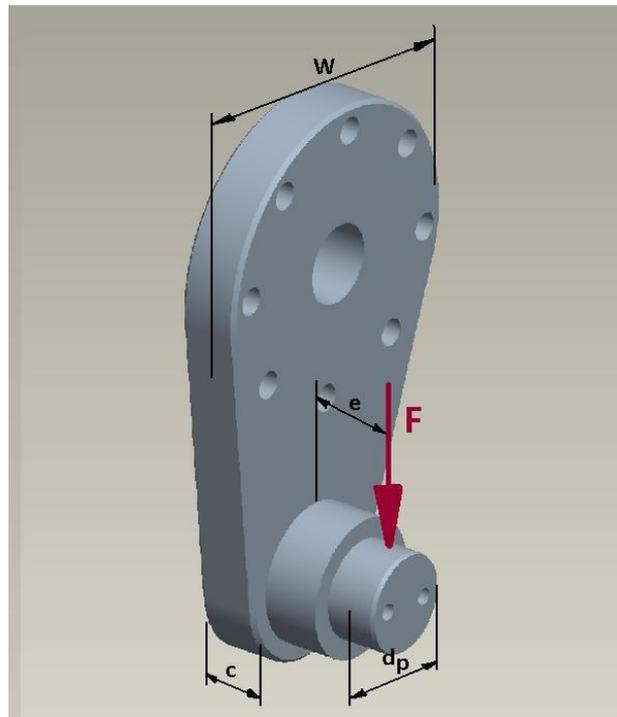


Figura 50: Staffa a perno.

4.2 Il serbatoio dell'olio

Per far sì che il sistema di pompaggio funzioni correttamente, occorre che i due martinetti di pompaggio siano alimentati. A seconda che ci si trovi nella fase di pompaggio e o di risalita del pistone, occorre fornire, dal lato stelo o dal fondello, fluido ai martinetti di pompaggio.

Dato che tali martinetti non vengono alimentati dal circuito idraulico della macchina perforatrice, è necessario contenere tale olio in un serbatoio dedicato.

La peculiarità del sistema di bloccaggio, ovvero il fatto che la parte del circuito idraulico solidale alla parte rotante della macchina è chiusa ed autonoma,

comporta l'impiego di tale serbatoio ed anche di un accumulatore (verrà descritto nel paragrafo successivo).

4.2.1 Dimensionamento del serbatoio

Per il dimensionamento del serbatoio, occorre verificare che in qualsiasi condizione prevedibile di funzionamento dell'impianto sia presente al suo interno un volume minimo di fluido, in modo tale da non scoprire l'aspirazione dei martinetti di pompaggio.

Di conseguenza, il valore da stimare è il volume di olio che deve contenere il serbatoio. Per determinarlo, occorre considerare tutte le varie configurazioni, dovute alle varie fasi di lavoro, che può assumere il sistema di bloccaggio.

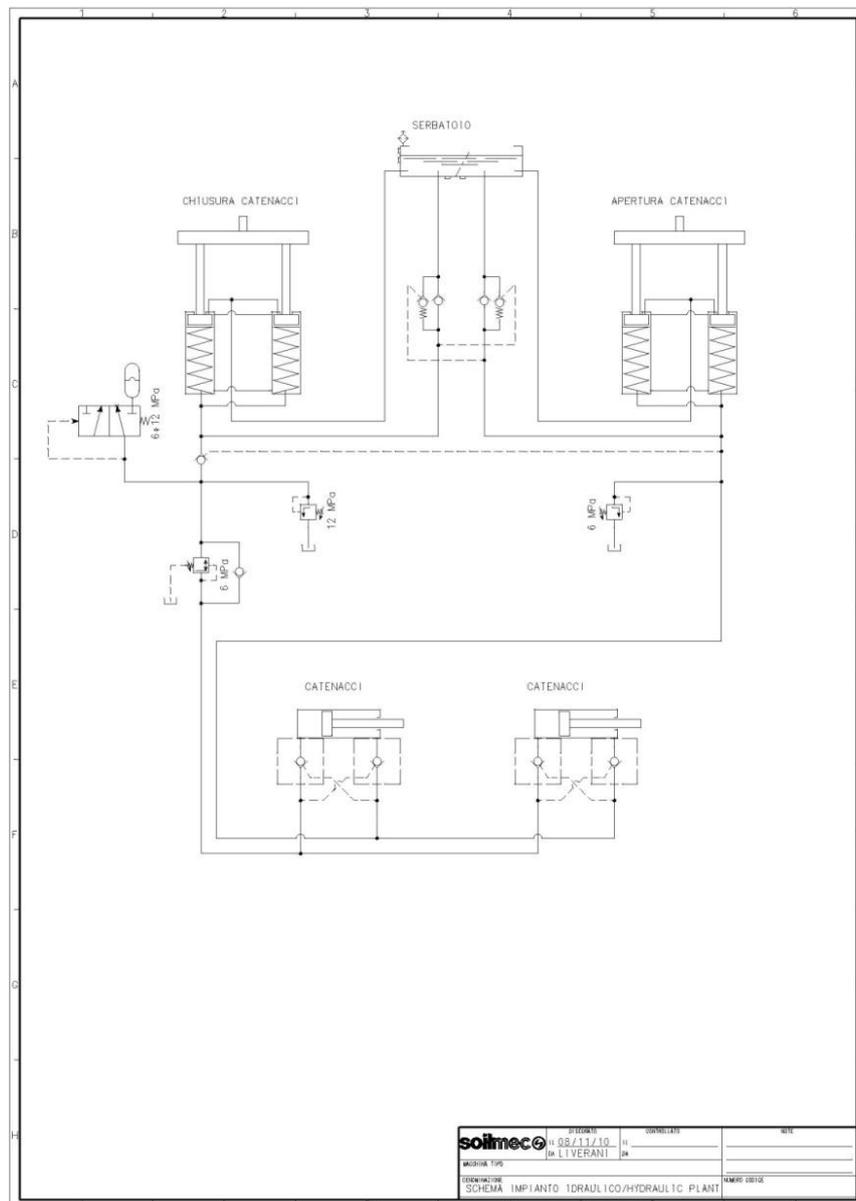


Figura 51: Schema idraulico del sistema di bloccaggio.

In riferimento allo schema (figura 51) del circuito idraulico, occorre che il serbatoio possa ospitare i seguenti contributi di olio:

- Olio contenuto (lato stelo) all'interno del martinetto di pompaggio per il bloccaggio dei catenacci;
- Olio contenuto (lato fondello) all'interno del martinetto di pompaggio per il bloccaggio dei catenacci;
- Olio contenuto (lato stelo) all'interno del martinetto di pompaggio per lo sbloccaggio dei catenacci;
- Olio contenuto (lato fondello) all'interno del martinetto di pompaggio per lo sbloccaggio dei catenacci;

Dalla somma di tali contributi, risulta che il quantitativo di olio, che deve contenere il serbatoio, è di 1.5 litri.

4.2.2 Forma del serbatoio

La forma del serbatoio non risulta di fondamentale importanza nel seguente caso. Infatti si potrebbe utilizzare un serbatoio con una base circolare o rettangolare. L'aspetto che più ha interessato durante la modellazione del serbatoio (paragrafo 6.5) è risultato quello di conferire una forma al serbatoio semplice, realizzabile come prodotto di carpenteria ed infine facilmente ispezionabile.

La forma che meglio approssima i seguenti requisiti è quella rappresentata in figura 52.

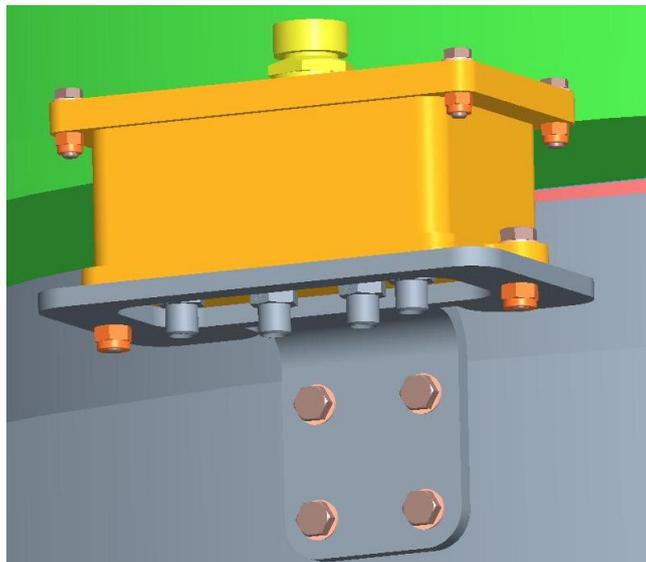


Figura 52: Serbatoio olio.

Si può notare che il serbatoio presenta, nella parte superiore, un tappo necessario per il suo riempimento, mentre nella parte inferiore sono presenti 4 bocche filettate. All'interno di queste, vengono avvitati i raccordi per i condotti idraulici che alimentano i martinetti di pompaggio.

4.2.3 Posizionamento e fissaggio del serbatoio sulla rotary

Il posizionamento del serbatoio sulla macchina perforatrice è risultato abbastanza semplice da realizzare. Infatti, non vi erano punti in cui obbligatoriamente occorreva collocare il serbatoio.

Gli unici due requisiti, da rispettare, sono risultati i seguenti:

- Posizionare il serbatoio in modo tale da evitare l'urto dello stesso, durante la rotazione della rotary, con alcune staffe presenti sul carrello della rotary;
- Posizionare il serbatoio più in alto possibile rispetto all'ingresso, che si trova vicino alla testa, del martinetto di pompaggio.

Il primo requisito risulta banale. Per quanto riguarda il secondo punto, invece, è consigliabile montare il serbatoio ad una quota maggiore rispetto a quella a cui vengono posizionate le varie utenze (nel seguente caso i martinetti di pompaggio).

In tale maniera, si instaura un battente di pressione che facilita l'ingresso di olio all'interno delle camere dei 2 martinetti di pompaggio.

Come si nota in figura 53 e 54, la posizione occupata dal serbatoio risponde ad entrambi i requisiti.

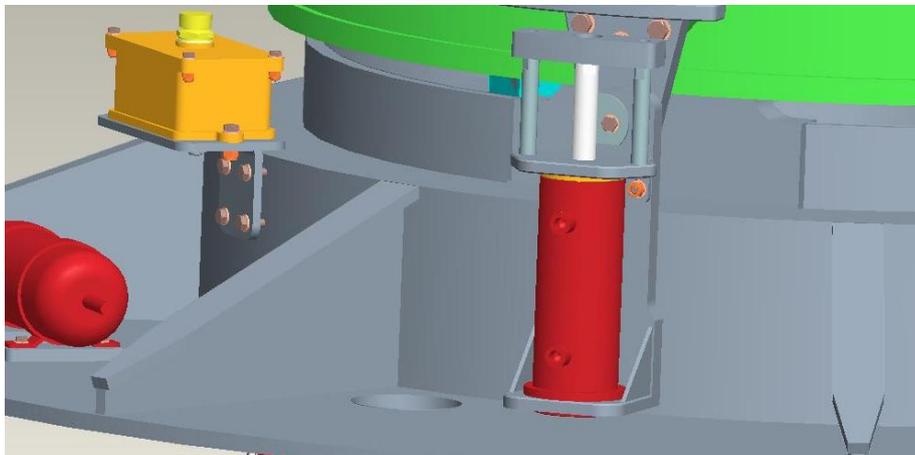


Figura 53: Posizionamento del serbatoio sulla piastra batti-backet.

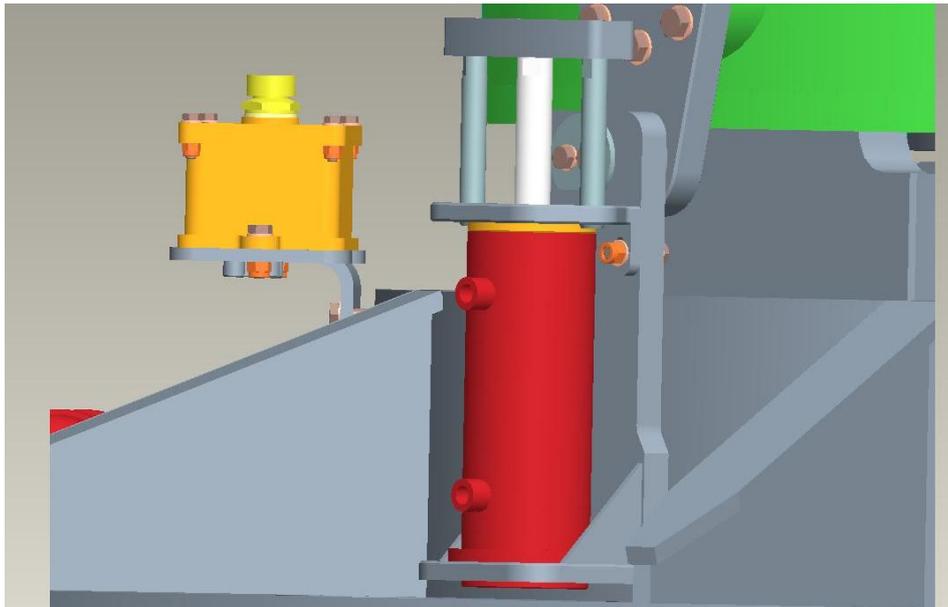


Figura 54: Posizione occupata dal serbatoio rispetto a quella in cui è collocato il martinetto di pompaggio.

Il serbatoio è sorretto da una staffa ad “L” ottenuta per taglio di lamiera e successiva piegatura. Come si nota in figura 55, la mensola presenta una cavità centrale (1) che permette l’accesso ai raccordi dei tubi idraulici. Inoltre sono presenti anche dei fori circolari: 4 di questi (2) sono necessari per fissare la mensola, alla macchina, attraverso l’impiego di 4 viti mordenti **M16** x 30 - 8.8, mentre 2 (3) sono necessari per il fissaggio del serbatoio sulla mensola.

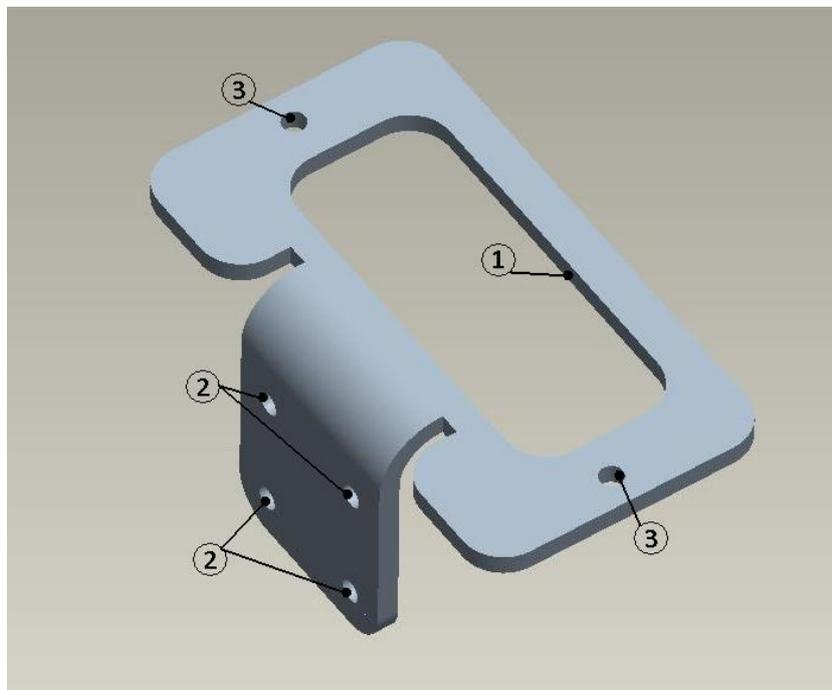


Figura 55: Mensola per serbatoio.

La forma della staffa rispecchia le varie lavorazioni che sono necessarie per realizzarla. Infatti, è possibile notare, sempre in figura 55, che la staffa è costituita da una sola lamiera; presenta, in prossimità della cavità 1, una piega realizzabile con una comune pressa.

Il fissaggio alla macchina è eseguito tramite un collegamento bullonato (figura 56).

Vengono impiegate delle viti mordenti **M10** x 30 - 8.8 che vanno ad impegnarsi su un zocchetto (figura 57) che presenta 4 fori filettati M10.

Tale zocchetto, viene fissato alla piastra batti-bucket attraverso una saldatura a cordone d'angolo Z5.

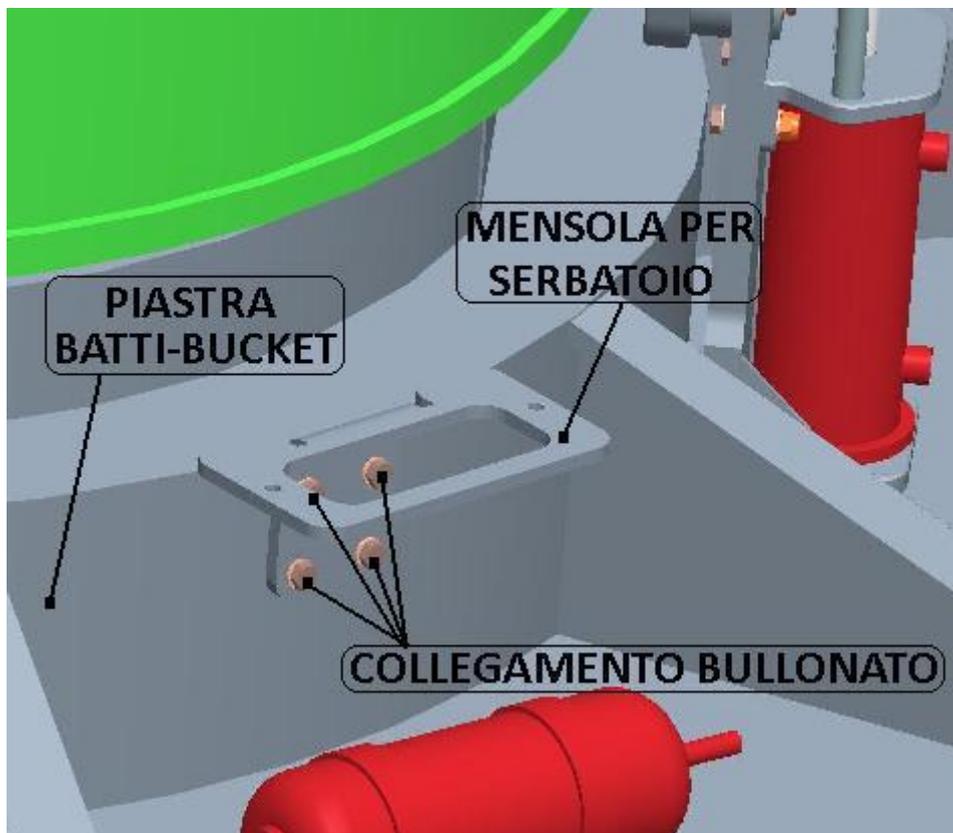


Figura 56: Fissaggio della mensola del serbatoio alla macchina perforatrice.

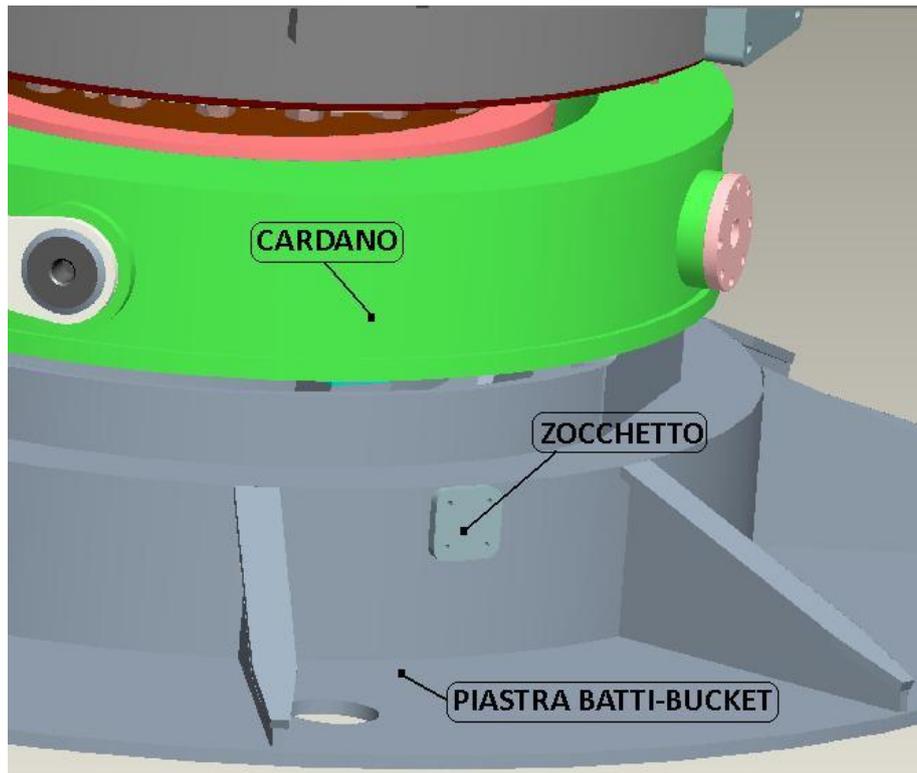


Figura 57: Blocchetto per la mensola del serbatoio.

4.3 L'accumulatore

Nella fase di aggancio del tubo camicia, viene azionato il martinetto di pompaggio che invia olio in pressione, dal lato fondello, ai martinetti che movimentano i catenacci. Nel caso in cui il catenaccio non si trovi esattamente dinanzi alla sede presente sul tubo camicia, il catenaccio non trasla.

Di conseguenza, all'interno del circuito idraulico, si registra un incremento notevole di pressione che può portare ad una possibile rottura degli organi meccanici presenti.

Dunque, risulterebbe conveniente, poter conservare questa energia di pressione e poterla sfruttare nel momento in cui, in seguito all'allineamento dell'asse di traslazione dei catenacci con le sedi cilindriche del tubo camicia, è possibile lo scorrimento orizzontale dei catenacci.

A tal fine, viene inserito all'interno dell'impianto idraulico, un accumulatore di pressione.

Tali organi meccanici permettono di immagazzinare, stoccare e restituire un liquido in pressione in qualsiasi momento.

Infatti, quando la pressione all'interno del circuito tende a crescere, il liquido entra nell'accumulatore, comprimendo la sacca presente al suo interno e facendo diminuire il volume di gas in essa contenuto.

Qualora la pressione del circuito si riveli inferiore alla pressione presente all'interno dell'accumulatore (il circuito richiede fluido), l'olio viene spinto ad uscire dall'accumulatore e viene inviato alle varie utenze, che in questo caso risultano essere i martinetti che azionano i catenacci.

4.3.1 Vari tipi di accumulatori

In commercio sono presenti principalmente 3 differenti tipologie di accumulatore: a pistone, a sacca ed a membrana.

Il principio di funzionamento si dimostra essere lo stesso, tuttavia, variano i componenti presenti al loro interno.

Nell'accumulatore a pistone, il gas ed il fluido sono separati da un pistone flottante che scorre all'interno di un cilindro; la tenuta tra gas e liquido è assicurata per mezzo di opportune guarnizioni.



Figura 58: Accumulatori a pistoni.

Negli accumulatori a sacca, invece, il gas è contenuto all'interno di una vera e propria sacca in elastomero che risulta compatibile con differenti tipologie di fluido.



Figura 59: Accumulatore a membrana.

Gli accumulatori a membrana, invece, possiedono una membrana che separa fisicamente il volume in cui è contenuto il fluido in pressione da quello in cui è contenuto il gas in pressione.



Figura 60: Accumulatore a membrana.

4.3.2 Dimensionamento dell'accumulatore

Per il dimensionamento dell'accumulatore, occorre conoscere il volume di olio, che può giungere all'accumulatore, durante una manovra di pompaggio. Tale volume di olio, è pari al volume di olio contenuto all'interno di un martinetto di pompaggio.

Di conseguenza, il volume di olio che può giungere all'accumulatore, nel caso in cui nessun catenaccio entri nelle relative sedi presenti sul semigiunto maschio, risulta essere di 0.45 litri.

Tuttavia, considerando il rendimento dell'accumulatore, si determina il volume di olio a disposizione dell'accumulatore.

Per il dimensionamento dell'accumulatore, occorre risolvere alcuni calcoli relativi alla trasformazione che subisce il gas in pressione, presente all'interno dell'accumulatore stesso. Vengono, di seguito, elencati alcuni valori che risulteranno fondamentali per il dimensionamento dell'accumulatore.

P_0	Pressione di precarica [bar]
P_1	Pressione di lavoro minima [bar]
P_2	Pressione di lavoro massima [bar]
V_0	Volume dell'azoto alla pressione P_0 di precarica [litri]
V_1	Volume dell'azoto alla pressione P_1 [litri]
V_2	Volume dell'azoto alla pressione P_2 [litri]
ΔV	Volume di liquido reso o accumulato [litri]
n	Esponente della trasformazione politropica

Ipotizzando una trasformazione isoterma, dalla legge di Boyle, si ricava per un gas perfetto la seguente relazione:

$$P_0 \cdot V_0 = P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2$$

da cui si ottiene:

$$V_1 = P_0 \cdot V_0 / P_1$$

e

$$V_2 = P_0 \cdot V_0 / P_2$$

La differenza tra i due volumi estremi del gas, ovvero il volume che assume il gas quando all'interno dell'accumulatore non è presente olio e quando, invece, il volume di olio all'interno dell'accumulatore è massimo, lo si definisce come segue:

$$\Delta V = V_1 - V_2 \text{ [litri]}$$

Tale differenza è uguale al volume di olio trasferito.

$$\Delta V = V_1 - V_2 = P_0 \cdot \frac{V_0}{P_1} - P_0 \cdot \frac{V_0}{P_2} = V_0 \cdot \left(\frac{P_0}{P_1} - \frac{P_0}{P_2} \right)$$

Da cui si ricava il volume dell'accumulatore, V_0 , in grado di fornire la prestazione di rilascio di olio in pressione.

$$V_0 = \frac{\Delta V}{P_0 \cdot \left(\frac{1}{P_1} - \frac{1}{P_2} \right)}$$

Per una trasformazione adiabatica e politropica si ottiene la seguente relazione

$$P_0 \cdot V_0^n = P_1 \cdot V_1^n = P_2 \cdot V_2^n$$

Per una trasformazione adiabatica, ad una temperatura di 20 °C, il coefficiente “n” vale:

$$n = \frac{c_p}{c_v} = 1.4$$

$$\Delta V = V_1 - V_2 = V_0 \cdot \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{1/n} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{1/n} \right]$$

da cui

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{1/n} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{1/n} \right]}$$

Attraverso un file Excel, inserendo i valori della pressione massima e minima a cui lavora l'accumulatore ed anche il volume di olio che può giungere all'accumulatore, nel caso in cui nessun catenaccio entri nelle apposite sedi, si determina la capacità nominale dell'accumulatore.

$$P_0 = 0.9 \cdot P_0 = 54 \text{ bar} \quad \text{Pressione di precarica}$$

$$P_1 = 60 \text{ bar} \quad \text{Pressione di lavoro minima}$$

$$P_2 = 120 \text{ bar} \quad \text{Pressione di lavoro massima}$$

$$n = 1.4 \quad \text{Esponente della trasformazione politropica}$$

$$V_{olio_accumulatore} = 0.45 \text{ litri} \quad \text{Volume di olio all'interno dell'accumulatore}$$

$$\eta = 0.85 \quad \text{Rendimento accumulatore}$$

$$\Delta V = \frac{V_{olio_accumulatore}}{\eta} = 0.54 \text{ litri} \quad \text{Volume di liquido realmente reso o accumulato}$$

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{1/n} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{1/n}} = 1.46 \text{ litri} \quad \text{Volume dell'azoto alla pressione } P_0 \text{ di precarica}$$

Il V_0 è il valore necessario per poter scegliere a catalogo l'accumulatore.

Per quanto riguarda il suo funzionamento, occorre dire che l'olio che immagazzina, non viene rilasciato ai martinetti che azionano i catenacci tutto alla pressione di 120 bar, ma l'erogazione avviene con una pressione che diminuisce mano a mano che l'olio fuoriesce dall'accumulatore.

Sicuramente, il rilascio di olio alla pressione di 120 bar avviene all'inizio, quando il catenaccio è bloccato. Una volta che il catenaccio si muove, il coefficiente d'attrito diminuisce (essendo il coefficiente statico maggiore rispetto a quello dinamico) e quindi la pressione necessaria per movimentare lo stesso catenaccio diminuirà gradualmente.

4.3.3 Scelta dell'accumulatore a catalogo

Determinato tale valore, occorre cercare quale accumulatore a catalogo, risponde meglio alle nostre esigenze. In particolare, occorre scegliere un accumulatore che possiede entrambi i seguenti requisiti:

- Una capacità leggermente superiore a quella appena calcolata;
- Una pressione massima di esercizio maggiore rispetto a quella utilizzata nei calcoli presenti in 4.3.2..

Fra la serie dei possibili accumulatori impiegabili, è stato scelto un accumulatore a sacca dell'azienda OLAER: l'EHV1,6.350/90.

Tale accumulatore possiede una capacità di 1.6 litri ed è dimensionato per una pressione massima di esercizio di 350 bar. Si dimostra essere leggermente sovradimensionato, in quanto il volume netto richiesto sarebbe di 1.46 litri e non di 1.6 litri.

La scelta è ricaduta principalmente su questo accumulatore, anche per un altro motivo: tale accumulatore era già stato acquistato dall'azienda Soilmec per un altro impiego.

Di conseguenza, si avevano già rapporti con l'azienda OLAER e, inoltre, l'accumulatore era già stato codificato nel gestionale aziendale.

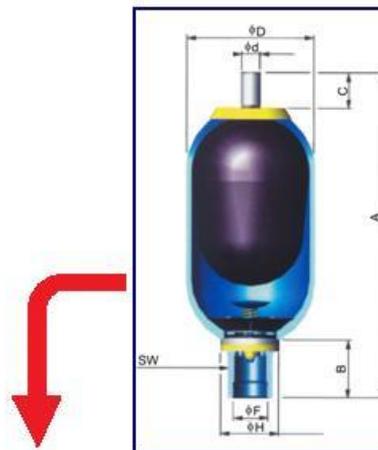
Unica differenza è la pressione di precarica che nel caso seguente dovrà essere di 54 bar contro ai 110 dell'accumulatore già in uso da Soilmec, quindi è stato necessario creare un nuovo codice interno per l'acquisto corretto del prodotto.

4.3.4 Forma dell'accumulatore

L'EHV1,6.350/90 è un accumulatore costituito da un corpo in acciaio forgiato, da una sacca in elastomero compatibile con un gran numero di fluidi e una valvola in acciaio(Figura 61).



Figura 61: Accumulatore EHV1,6.350/90.



Descrizione	EHV0,2.350/00*	EHV0,5.350/00*	EHV1.350/90	EHV1,6.350/90	EHV2,5.350/90	EHV4.350/90	EHV5.350/90	EHV6.350/90	EHV10.350/90
P max (bar)	350	350	350	350	350	350	350	350	350
V(L)	0,17	0,6	1	1,6	2,4	3,7	5	6	10
Q max (lt/1')	120	240	240	240	450	450	450	450	450
Peso (KG)	2,1	2,5	5	7	10	14	17	19	29
D	58	90	115	115	115	170	115	170	170
A max	266	258	326	435	546	431	895	557	822
F	1/2" gcf	3/4" gcf	3/4" gcf	3/4" gcf	1" 1/4 gcf	1" 1/4 gcf	1" 1/4 gcf	1" 1/4 gcf	1" 1/4 gcf
O'Ring	18x2	21,3x2,4	21,3x2,4	21,3x2,4	36,3x3	36,3x3	36,3x3	36,3x3	36,3x3
Riduzione	1/4" gcf	3/8" gcf	3/8" gcf	3/4" gcf	3/4" gcf	3/4" gcf	3/4" gcf	3/4" gcf	3/4" gcf
B	38	54	54	54	66	65	66	65	65
C	28	27	65	65	65	65	65	65	65
d	16	16	22,5	16	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5
H	38	50	50	50	68	68	68	68	68
SW	24	32	32	32	50	50	50	50	50
Collare	D56	D90	D114L	D114L	D114L	D168	D114L	D168	D168
Mensola			CE89	CE89	CE89	CE108	CE89	CE108	CE108
Blocco di sicurezza			D110...	D110...	D116...	D116...	D116...	D116...	D116...

Figura 62: Dati tecnici dell'accumulatore EHV1,6.350/90.

4.3.5 Posizionamento dell'accumulatore sulla macchina

Il posizionamento, più corretto, dell'accumulatore sulla macchina risulterebbe quello verticale. Infatti, i valori massimi indicati in Figura 62 sono riferiti a tale posizionamento. In caso di montaggio differente, a catalogo, viene indicato di contattare OLAER per una possibile consulenza e per conoscere le performance offribili dall'accumulatore in seguito ad altri montaggi.

È stato deciso di montare l'accumulatore in direzione orizzontale, dato che il posizionamento verticale era quasi impossibile da effettuare. Infatti, oltre al volume occupato dall'accumulatore, occorre tenere libero uno spazio di circa 200 millimetri nelle adiacenze della valvola di carico azoto per il montaggio del verificatore/gonfiatore di precarica.

In un primo momento, si era tentato di montare l'accumulatore in direzione verticale: l'installazione era possibile, tuttavia era presente poco spazio libero tra l'estremità dell'accumulatore (posizione in cui è presente la valvola di verifica/gonfiaggio) e le staffe della guida che sorreggono la rotary (staffe contro le quali andava ad urtare il gruppo di pompaggio costituito dai 2 martinetti che lavoravano in parallelo).

Per il fissaggio dell'accumulatore vengono utilizzati collari o mensole con inserti in gomma. Nel seguente caso sono stati utilizzati 2 collari (Figura 63), che vengono fissati, attraverso un collegamento bullonato, alla piastra batti-bucket.



Figura 63: Collare per accumulatore.

Tali collari, che abbracciano l'accumulatore, sono fissati rigidamente alla piastra batti-bucket attraverso un collegamento bullonato. Esso è costituito da viti

mordenti che si impernano su 2 zocchetti che vengono saldati in cantiere sulla superficie superiore della piastra batti-bucket. Come si nota in figura 65, l'accumulatore è posizionato tra 2 nervature consecutive della piastra batti-bucket. Di conseguenza, a causa della forma non simmetrica dell'accumulatore e con il fine di lasciare uno spazio di 200 millimetri per l'accessibilità alla valvola di gonfiaggio, si è deciso di posizionare l'accumulatore in maniera non equidistante dalle due nervature.

Una volta posizionato l'accumulatore, viene eseguito, in cantiere, un foro sulla piastra batti-bucket nelle vicinanze dell'uscita dell'accumulatore. Tale foro consentirà il passaggio dei condotti dell'olio dalla parte superiore della piastra (dove si trovano i martinetti di pompaggio) alla zona inferiore della stessa (dove si trovano i martinetti che movimentano i catenacci).

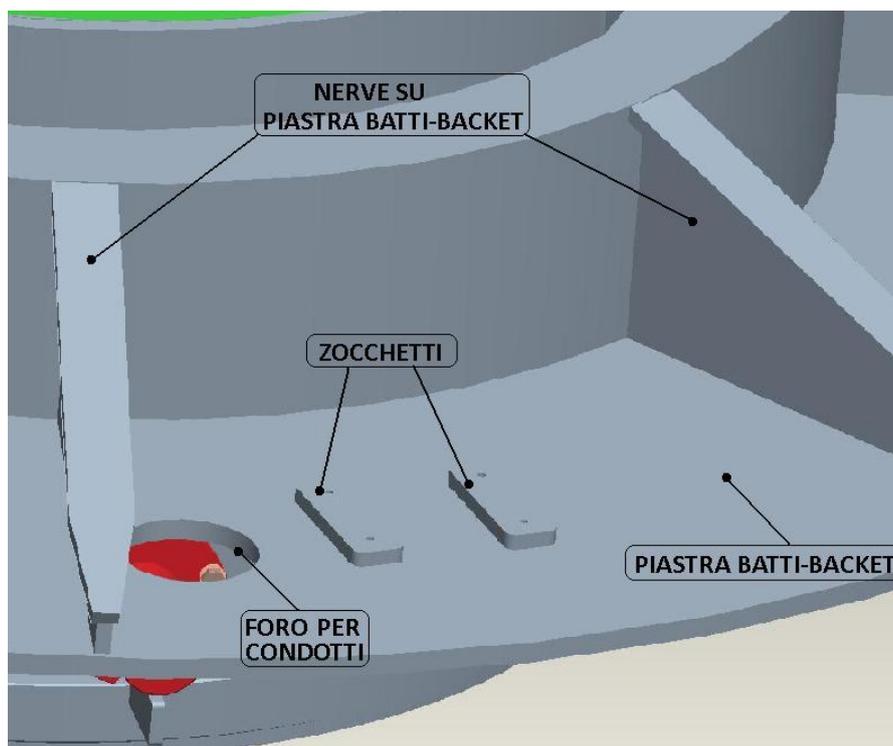


Figura 64: Posizionamento dei zocchetti su cui va fissato l'accumulatore.

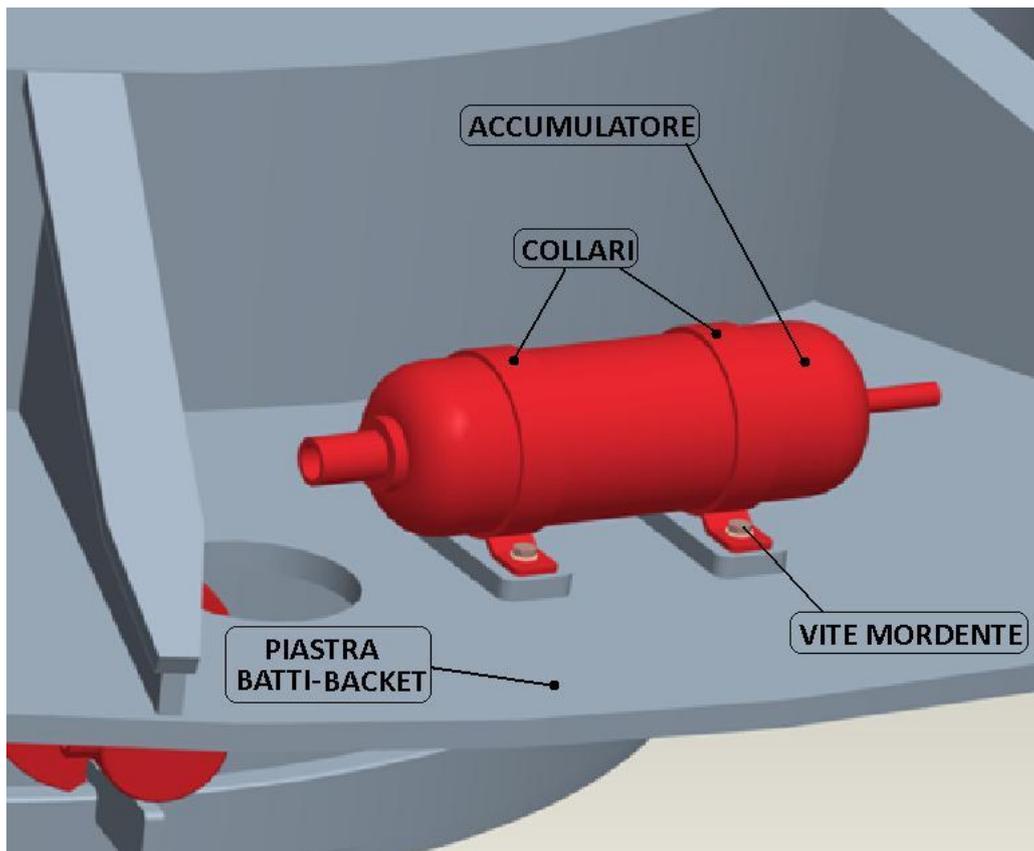


Figura 65: Posizionamento dell'accumulatore sulla piastra batti-bucket.

5

IL SISTEMA DI AZIONAMENTO

Il sistema di azionamento costituisce quella frazione del dispositivo di bloccaggio che viene installata sulla parte fissa della macchina perforatrice. Infatti, è costituito da un martinetto oleodinamico, collegato all'impianto idraulico della macchina perforatrice, che aziona i martinetti di pompaggio.

Il collegamento tra il martinetto di azionamento ed il martinetto di pompaggio, avviene grazie alla spinta meccanica che il martinetto di azionamento esercita su una delle due piastre di spinta dei due martinetti di pompaggio.

La trasmissione della forza avviene per mezzo del contatto delle piastre, opportunamente sagomate, che risultano vincolate agli steli dei tre martinetti.

Il martinetto di azionamento è pilotato dall'operatore che siede in cabina di comando della macchina perforatrice: infatti, in qualsiasi momento, può decidere di collegare o scollegare il tubo camicia azionando il martinetto di azionamento. Questo, andando a movimentare lo stelo di uno dei due martinetti di pompaggio, permette di far fluire olio in pressione ai martinetti che movimentano i catenacci.

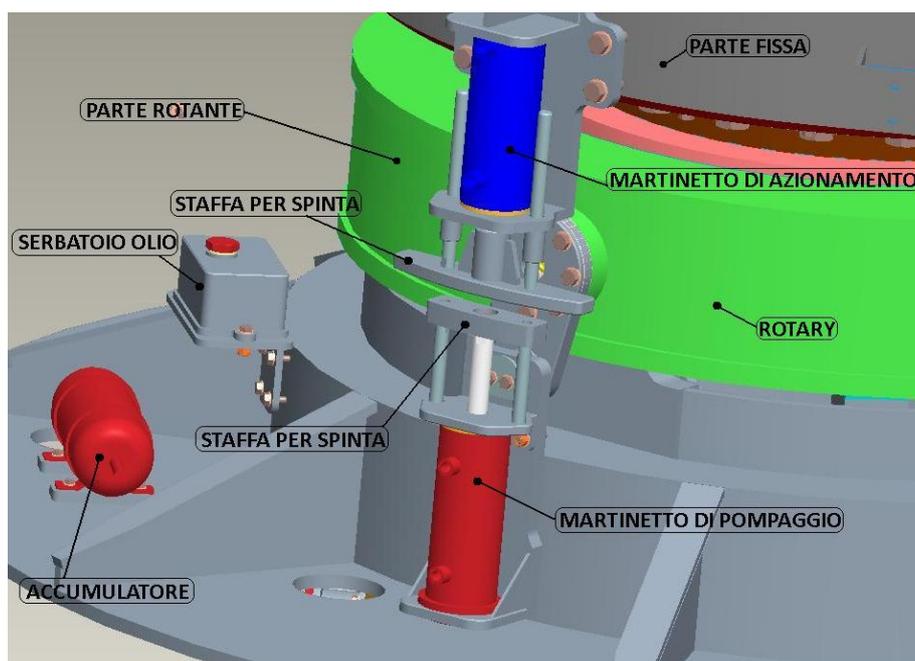


Figura 66: Martinetto di azionamento T.C..

In figura 66 viene rappresentato il martinetto di azionamento nella condizione di T.C. e dunque non applica nessuna spinta sul martinetto di pompaggio.

In figura 67, invece, viene illustrata la fase di pompaggio: ovvero il martinetto di azionamento risulta tutto aperto, mentre il martinetto di pompaggio si trova nella condizione T.C. . In tale maniera si trasferisce olio, dal martinetto di pompaggio, ai martinetti di aggancio.

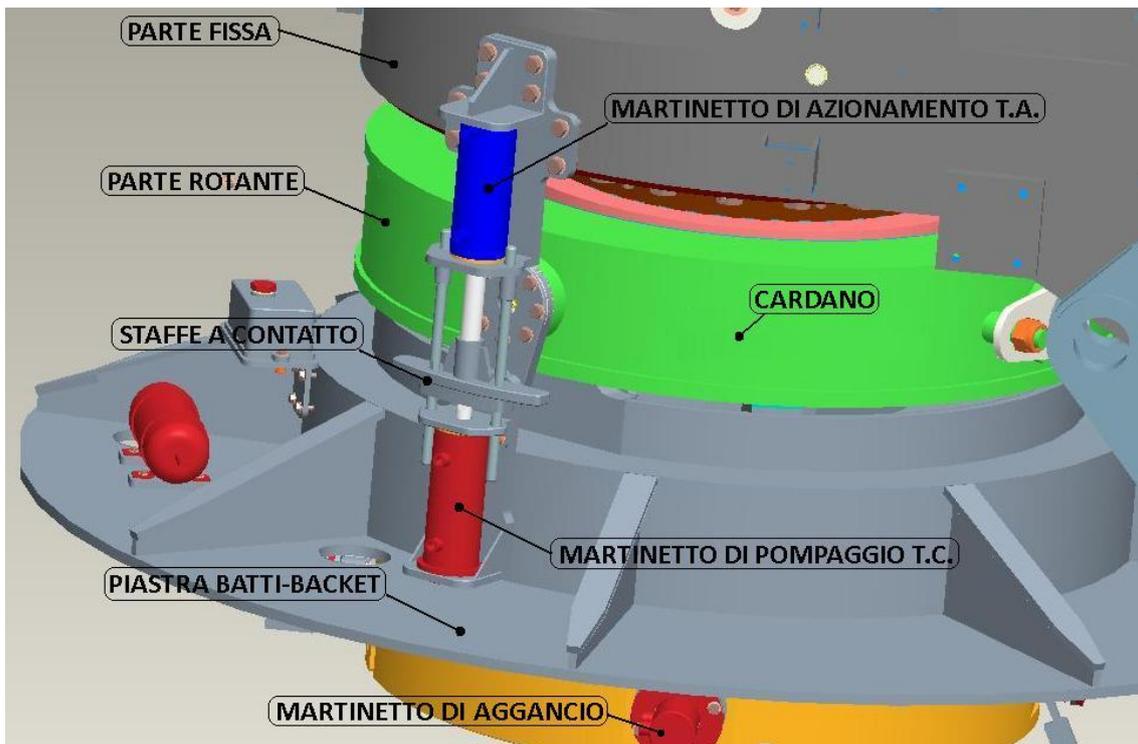


Figura 67: Martinetto di azionamento T.A..

5.1 Il martinetto di azionamento

Come brevemente descritto, l'elemento principale del sistema di azionamento è il martinetto.

Come si nota in figura 68, all'estremità dello stelo del martinetto di azionamento è presente un foro cieco filettato: in tale foro va ad alloggiarsi la vite mordente che permette di collegare rigidamente la staffa di spinta allo stelo. Infatti, la staffa di spinta presenta una cavità cilindrica all'interno della quale entra in battuta uno spallamento presente sullo stelo del martinetto. Per fissare il tutto, si utilizza la vite mordente che si impegna assialmente sullo stelo del martinetto, all'interno del foro filettato precedentemente menzionato.

Si può notare anche la presenza di un distanziale all'interno del martinetto di azionamento: l'impiego di tale boccola-distanziale viene spiegata nel sottoparagrafo 5.1.1. .

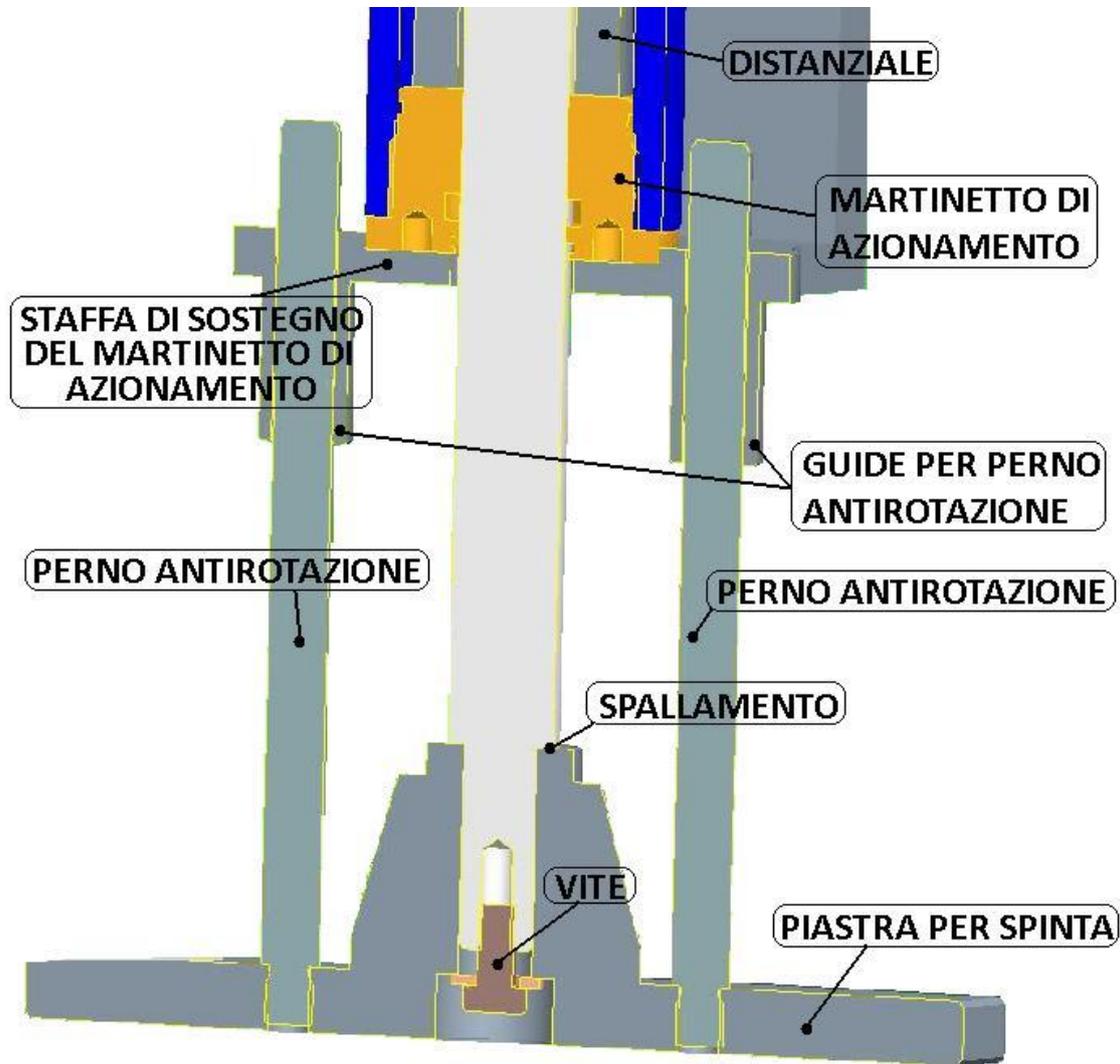


Figura 68: Sezione del martinetto di azionamento.

La staffa di spinta presenta, oltre al foro in cui entra in battuta lo stelo, due fori filettati M16: in essi vengono avvitati due perni che presentano un'estremità filettata, per permettere il loro montaggio sulla staffa. Tali perni fungono da sistema di antirotazione dello stelo, dato che scorrono lungo due guide ricavate sulla piastra che sorregge il martinetto di azionamento. In tale maniera lo stelo del martinetto può solo traslare e non ruotare su se stesso, a causa del vincolo posto dai perni di antirotazione.

Le guide sono costituite da due spezzoni di tubo saldati alla piastra che sorregge il martinetto di azionamento. In figura 69 è presente anche la piastra di contenimento del martinetto: del suo compito se ne parla nel paragrafo 6.5 .

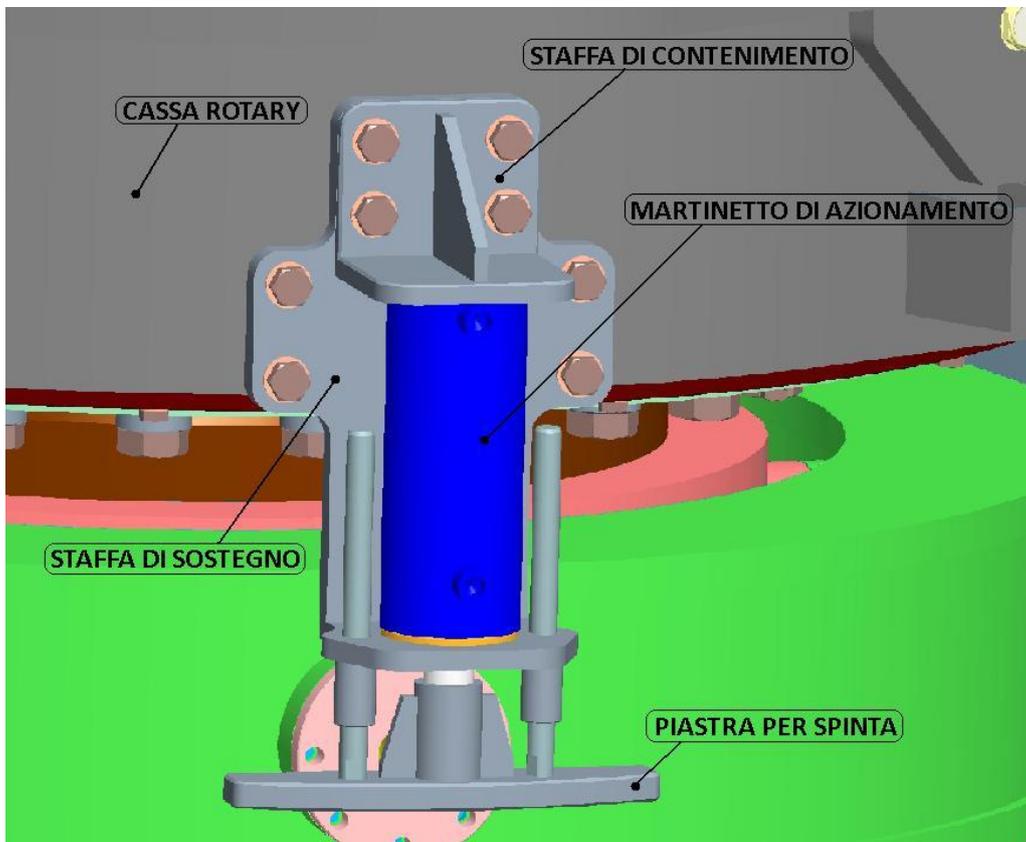


Figura 69: Staffa di spinta e perni antirotazione del martinetto di azionamento.

5.1.1 Dimensionamento del martinetto di azionamento

Per il dimensionamento del martinetto di azionamento, si parte dai valori già calcolati nel capitolo precedente. Infatti, il martinetto deve conferire alla staffa di spinta del martinetto di pompaggio una forza pari a quella che serve al martinetto di pompaggio per muovere i catenacci.

Di conseguenza, conoscendo l'alesaggio e la pressione di esercizio del martinetto di pompaggio (si conosce anche l'entità della forza elastica esercitata dalla molla di compressione), è possibile determinare la forza che il martinetto di azionamento deve possedere. Determinata tale forza e conoscendo la pressione di esercizio del martinetto, si determina il suo alesaggio. Si ha:

$$D_{mart_pomp} = 80 \text{ mm} \qquad \text{Alesaggio martinetto di pompaggio}$$

$P_{mart_pomp} = 120 \text{ bar}$	Pressione di esercizio del martinetto di pompaggio
$F_{mart_pomp} = P_{mart_pomp} \cdot \frac{\pi \cdot D_{mart_pomp}^2}{4}$ $= 60318 N$	Forza esercitata dal martinetto di pompaggio
$F_{max_molla} = 1500 N$	Forza max esercitata dalla molla
$F_{tot} = F_{mart_pomp} + F_{max_molla} = 61818 N$	Forza totale esercitata dal martinetto di pompaggio
$F_{mart_azion} = F_{tot} = 61818 N$	Forza esercitata dal martinetto di azionamento
$P_{mart_azion} = 140 \text{ bar}$	Pressione di esercizio del martinetto di azionamento
$D_{mart_azion} = \sqrt{\frac{F_{mart_azion} \cdot 4 \cdot 10}{P_{mart_azion} \cdot \pi}} = 74.9$ $\cong 80 \text{ mm}$	Volume dell'azoto alla pressione P_0 di precarica

Dato che la corsa utile per il pompaggio è di 90 millimetri, la corsa del martinetto di azionamento deve risultare maggiore di tale valore. Infatti, durante la classica perforazione, le staffe di spinta dei 3 martinetti non si devono toccare, poiché i martinetti di pompaggio ruotano assieme alla rotary, mentre il martinetto è solidale alla parte fissa della macchina.

Per permettere che queste piastre non entrino in contatto durante la rotazione della rotary, è stato assunto che la distanza tra di esse, prima della manovra di pompaggio, debba essere di 30 millimetri. Di conseguenza, lo stelo del martinetto di azionamento dovrà compiere una corsa a vuoto di 30 millimetri prima di impattare la piastra di spinta solidale allo stelo del martinetto di azionamento.

In figura 70 viene rappresentato il suddetto spazio di 30 millimetri, che viene lasciato, intenzionalmente, tra le piastre di spinta del martinetto di azionamento e di quelle di pompaggio.

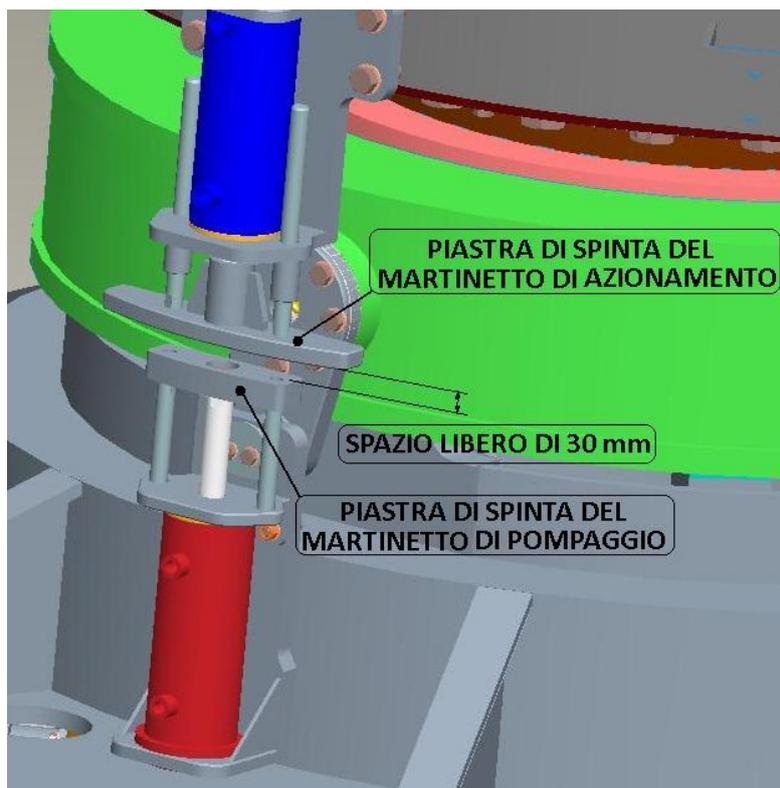


Figura 70: Spazio lasciato libero tra le piastre di spinta.

Per quanto riguarda la corsa del martinetto di azionamento, il discorso non è terminato. Infatti, come si nota in figura 71, è presente all'interno del martinetto di azionamento un distanziale che ne limita la corsa. Infatti, con il solo scopo di poter fissare in una certa maniera il martinetto di azionamento alla parte fissa della rotary (il collegamento verrà descritto nei sottoparagrafi successivi), è stato deciso di utilizzare un martinetto con una corsa più lunga del necessario. Dato che non tutta la corsa è necessaria per compiere correttamente il pompaggio, è stato introdotto, all'interno del martinetto di azionamento, un distanziale che ne limitasse la sua corsa. In tale maniera, si ottiene anche un secondo beneficio: essendo il martinetto più lungo, ma limitandone la sua corsa, la porzione di stelo presente all'esterno della camicia, quando il martinetto è T.A., risulta minore.

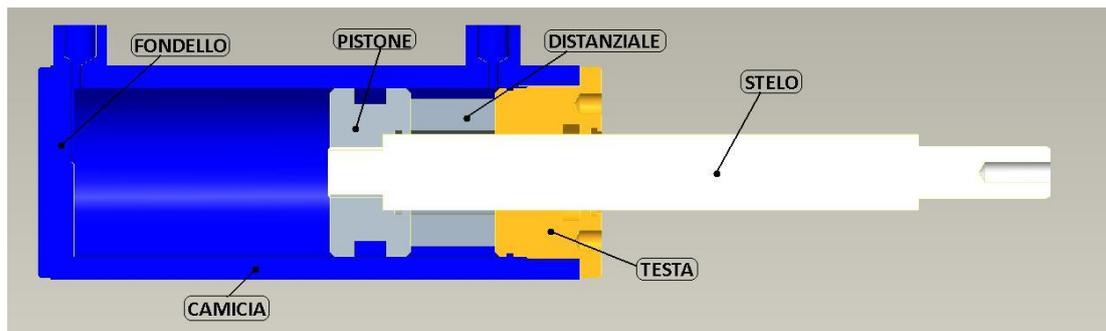


Figura 71: Sezione del martinetto di azionamento.

5.1.2 Verifica di resistenza del martinetto di azionamento

In Figura 72 e 73 viene rappresentato il martinetto di azionamento nella condizione T.A. e T.C. .

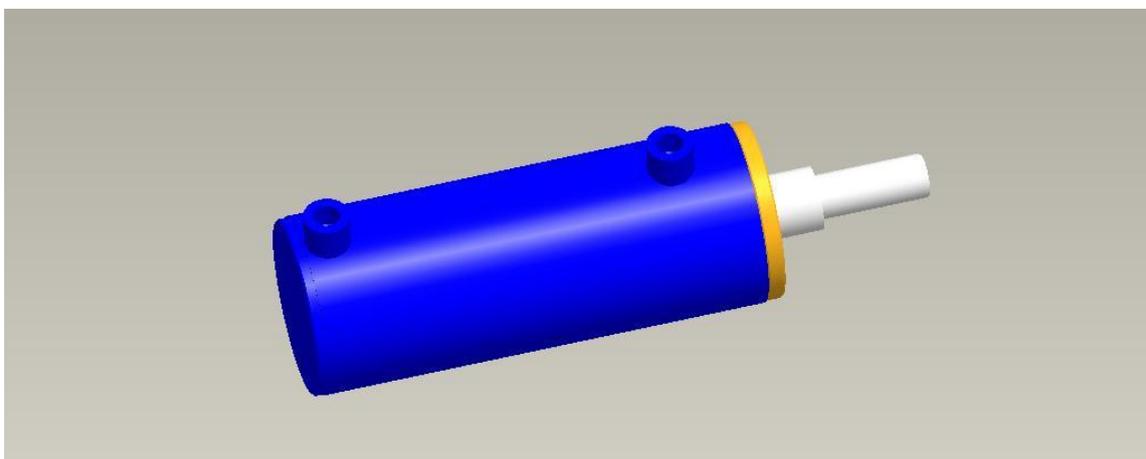


Figura 72: Martinetto di azionamento T.C. .

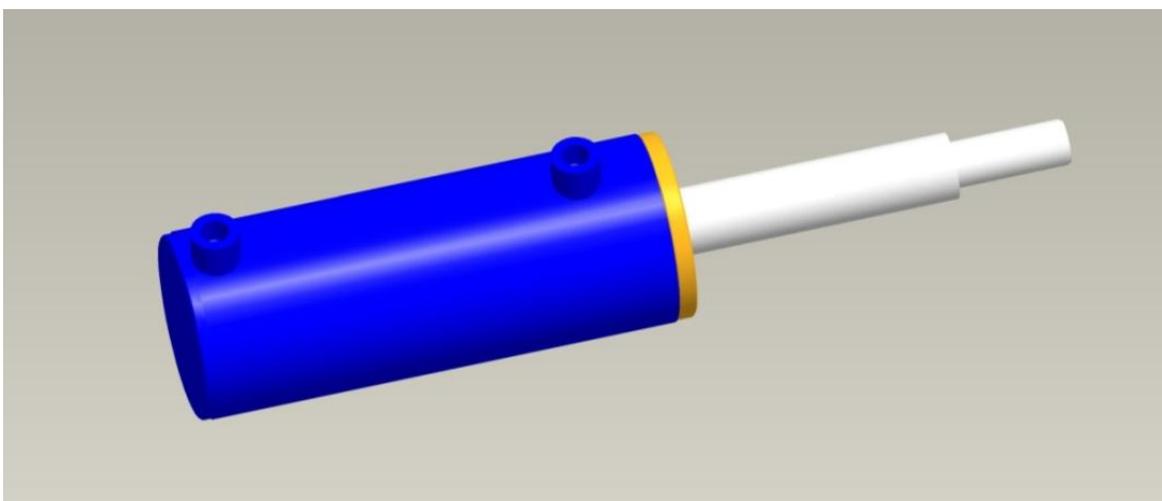


Figura 73: Martinetto di azionamento T.A. .

Il dimensionamento di tutti i componenti meccanici (pistone, fondello, camicia, testa filettata, attacchi stelo-pistone) che compongono il martinetto è stato eseguito in maniera analoga a quanto fatto nel paragrafo 3.2. Anche in questo caso, il martinetto è stato dimensionato considerando una pressione di verifica di 300 bar, sebbene la sua pressione di lavoro risulti inferiore e pari a 140 bar. Vengono riportati alcuni dati tecnici del martinetto di azionamento, in Tabella 3:

Tabella 3: Dati tecnici martinetto di azionamento

$d_{martinetto} = 80 \text{ mm}$	Alesaggio
$d_{stelo} = 36 \text{ mm}$	Diametro dello stelo
$c = 160 \text{ mm}$	Corsa del martinetto
$d_{camicia} = 100 \text{ mm}$	Diametro esterno della camicia
$P = 140 \text{ bar}$	Pressione di esercizio
$L_{T_A} = 478 \text{ mm}$	Lunghezza martinetto tutto aperto
$L_{T_C} = 358 \text{ mm}$	Lunghezza martinetto tutto chiuso

5.1.3 Posizionamento del martinetto sulla macchina

Come si nota in figura 74, le macchine perforatrici Soilmec presentano la cabina di comando che si trova su un lato della macchina. Infatti, ipotizzando di sedersi in cabina, l'operatore si trova l'antenna sulla sua destra.

Di conseguenza, è apparso più giusto collocare il martinetto di azionamento sulla parte sinistra della mensola che sorregge la rotary, dato che è la parte più in vista per l'operatore che siede all'interno della cabina di comando.

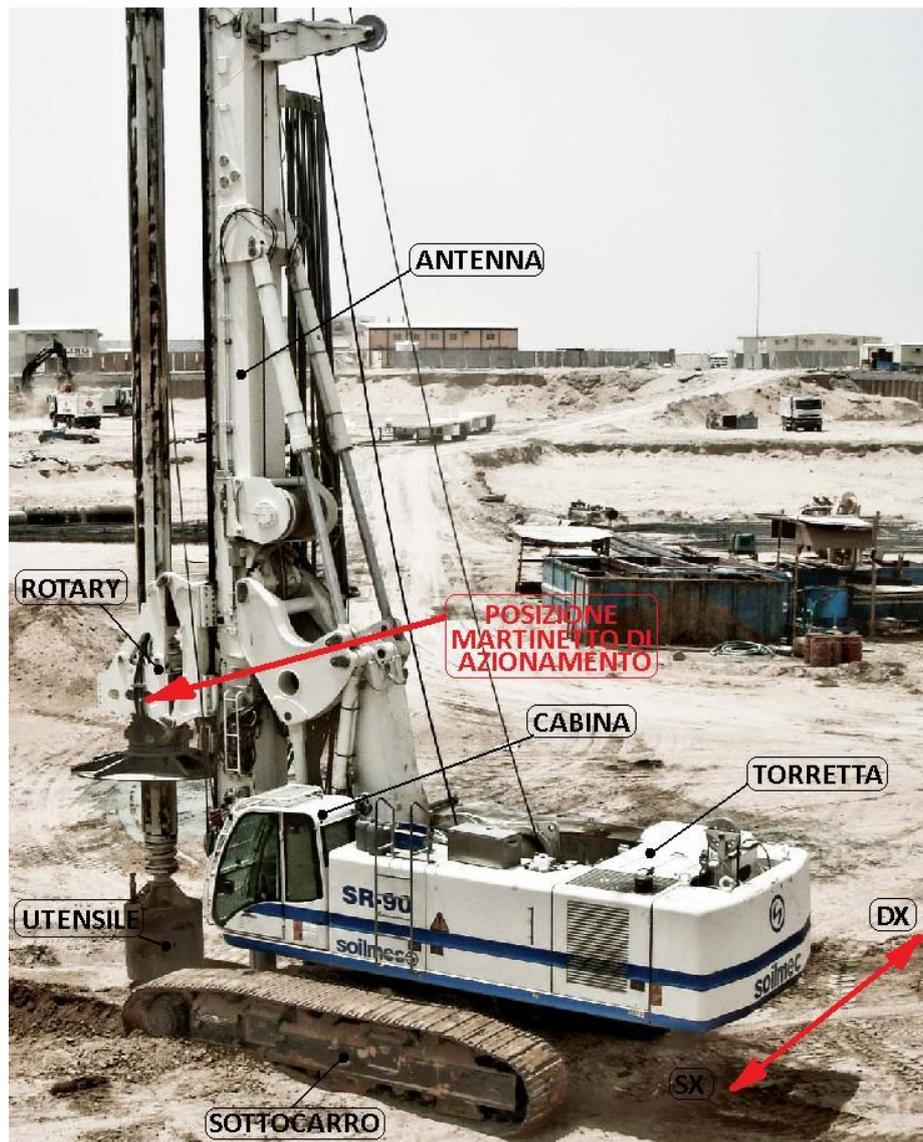


Figura 74: Posizione della cabina rispetto all'antenna della macchina.

In questa maniera, l'operatore è in grado di poter vedere il movimento della piastra di spinta del martinetto di pompaggio durante la fase di pompaggio e di richiamo del gruppo di pompaggio. Naturalmente, il macchinista è in grado di vedere il martinetto, se la posizione della rotary sull'antenna è quella (o simile) rappresentata in figura 74. Nel caso in cui la rotary si trovasse ad un'altezza maggiore da terra, la visione del martinetto da parte dell'operatore risulterebbe più scarsa.

5.1.4 Fissaggio del martinetto di azionamento sulla macchina

Il martinetto di azionamento viene fissato alla mensola che sorregge la rotary attraverso 4 viti mordenti **M18** x 45 - 8.8.

Come si nota in figura 75, il martinetto è sostenuto da una staffa a “L” (a forma di croce), alla quale viene imbullonata la staffa di contenimento del martinetto di azionamento. Infatti, quando quest’ultimo esercita la propria forza sulla piastra di spinta di uno dei due martinetti di pompaggio, per reazione, verrebbe spinto verso l’alto. Di conseguenza è necessario vincolare il martinetto (dal lato fondello) con una piastra di contenimento a L, che presenta una nervatura centrale e che viene imbullonata alla staffa di sostegno.

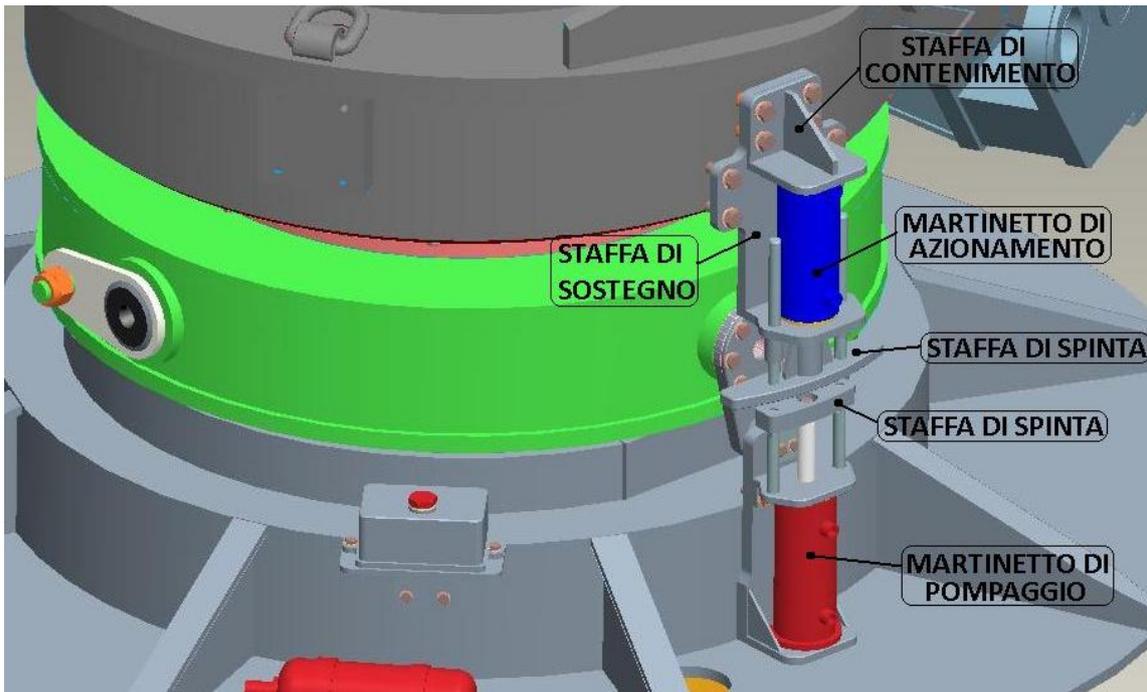


Figura 75: Staffe del martinetto di azionamento.

Sia sulla staffa di contenimento, sia in quella di sostegno, sono presenti delle cavità cilindriche cieche di diametro 100 millimetri. Tali cavità servono per vincolare il martinetto di azionamento.

La metodologia con cui il martinetto di azionamento viene vincolato dalla staffa di sostegno e da quella di contenimento viene descritta nel paragrafo 6.4.

Nelle figure 76 e 77 vengono rappresentate la staffa di sostegno e quella di contenimento del martinetto di azionamento.

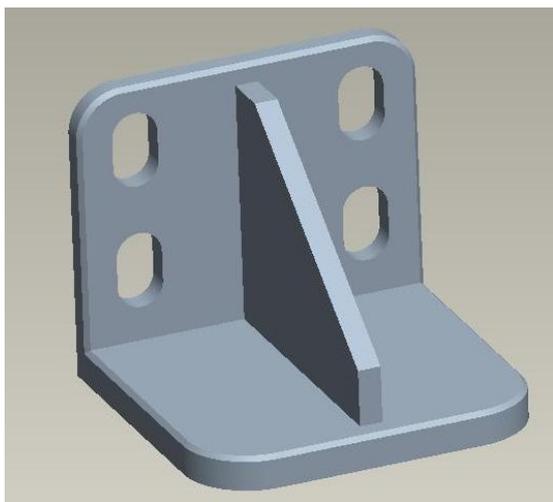


Figura 76: Staffa di contenimento del martinetto di azionamento.

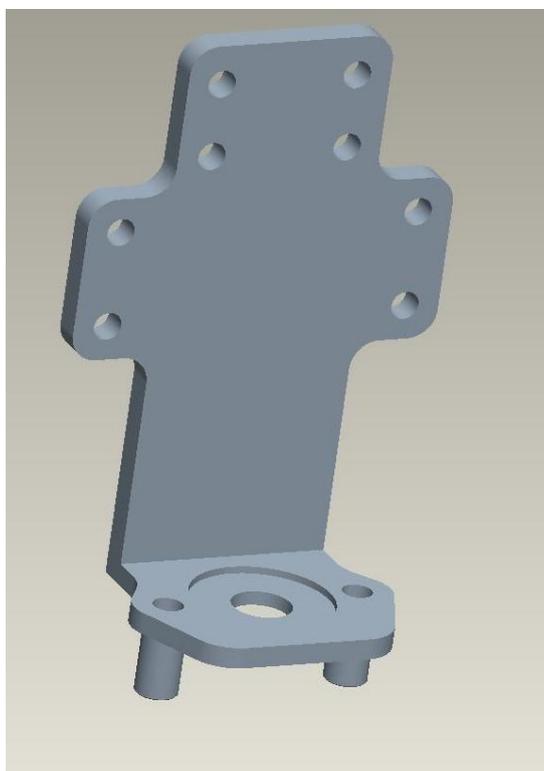


Figura 77: Staffa di sostegno del martinetto di azionamento.

La staffa di sostegno deve essere verificata, dato che è quella sulla quale vanno a scaricarsi i maggiori carichi.

Come si nota in figura 78, la parte della staffa di sostegno che è soggetta al maggior sforzo, è quella a contatto con la staffa di contenimento: infatti su tale staffa, il martinetto esercita tutta la sua forza durante la fase di apertura; tuttavia essendo quest'ultima fissata, attraverso un collegamento bullonato alla piastra di sostegno, trasferisce tutto il carico su tale staffa.

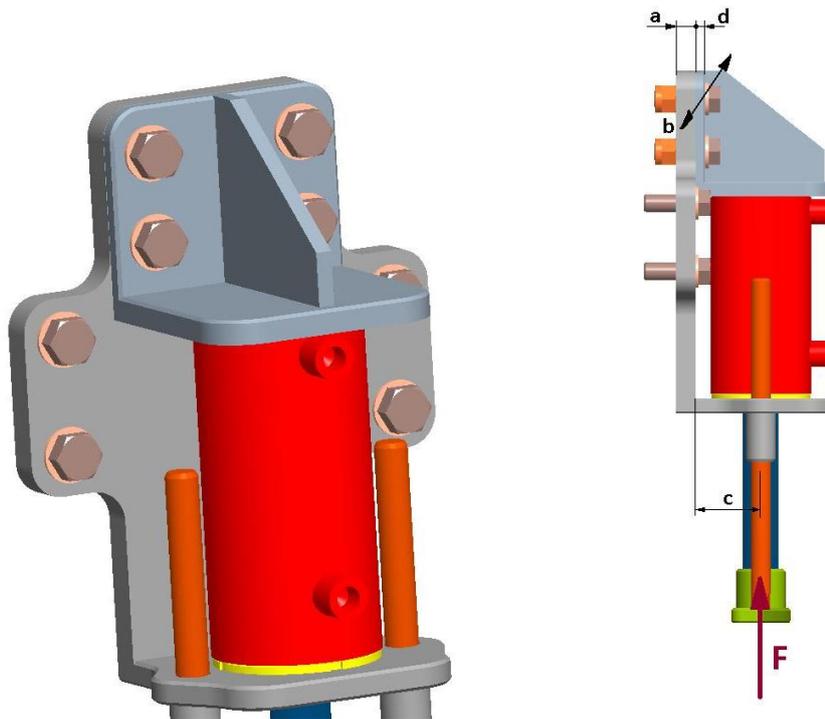


Figura 78: Staffe di sostegno e di contenimento del martinetto di azionamento.

Di seguito viene descritta la verifica di resistenza della staffa di sostegno.

$$a = 20 \text{ mm}$$

$$b = 150 \text{ mm}$$

$$c = 66 \text{ mm}$$

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$F = 618180 \text{ N}$$

$$M_f = F \cdot \left(c + \frac{a}{2} \right) = 4698212 \text{ Nmm}$$

$$W_f = \frac{b \cdot (a + d)^2}{6} = 22500 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_f}{W_f} = 208.8 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{snerv} = 355 \text{ N/mm}^2$$

Spessore della staffa di sostegno

Profondità della staffa di
contenimento

Distanza tra l'asse del martinetto
e lo spigolo della staffa di
sostegno

Spessore della staffa di
contenimento

Forza max esercitata dal
martinetto di pompaggio

Momento flettente agente sulla
staffa di contenimento

Modulo di resistenza a flessione

Tensione massima di flessione

Tensione di snervamento acciaio

S355

$$C.S. = 1.5$$

Coefficiente di sicurezza

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{snerv}}{C.S.} = 236.7 \text{ N/mm}^2$$

Tensione ammissibile

Dato che

$$\sigma_{max} < \sigma_{adm}$$

la verifica di resistenza meccanica della staffa di sostegno ha esito positivo.

Il fissaggio della staffa di sostegno alla mensola della rotary è permesso grazie a 4 viti mordenti **M18** x 45 - 8.8. La verifica di resistenza del collegamento bullonato è stata effettuata attraverso un file di calcolo aziendale, che permette di calcolare i collegamenti bullonati.

Le viti si imperniano in 4 fori filettati ciechi realizzati su un zocchetto che viene saldato, in cantiere, sulla cassa rotary. In figura 79 viene raffigurato il zocchetto che viene saldato alla macchina. L'apporto di un zocchetto, come quello di figura 79, risulta poco costoso e molto immediato: in tale maniera, nel caso in cui il cliente richieda il sistema di bloccaggio, il zocchetto viene saldato. Nel caso in cui, invece, non è richiesto il dispositivo di bloccaggio, non viene saldato nessuno pezzo aggiuntivo sulla cassa rotary.

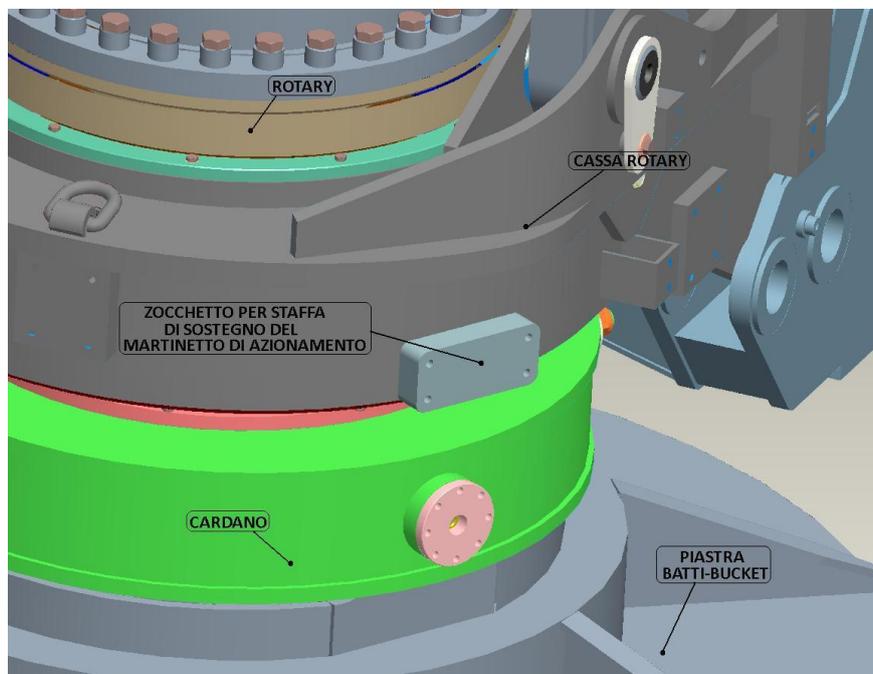


Figura 79: Zocchetto per staffa di sostegno martinetto di azionamento.

6

MODELLAZIONE DELL'IMPIANTO

Nel seguente capitolo, viene posta l'attenzione su differenti questioni che sono sorte durante la modellazione del sistema di bloccaggio. Infatti, come spesso accade, nella fase di progettazione, si pone l'attenzione sugli aspetti relativi alla resistenza meccanica degli organi. Quando, invece, si procede con la modellazione, occorre principalmente ragionare su come poter realizzare quel determinato oggetto (pensare a tutte le lavorazioni necessarie per ottenerlo) e come e dove andarlo a fissare.

6.1 Semigiunto maschio e femmina

Il semigiunto maschio risulta quell'organo meccanico che viene saldato al tubocamicia, in una sua estremità e con direzione coassiale al tubo, per permettere di collegare il tubo stesso, alla rotary della macchina. Di conseguenza, come è facile immaginare, possiede una forma cilindrica ed un diametro approssimabile al diametro che si intende intubare. Presenta delle cavità cilindriche, sulla sua superficie laterale, all'interno delle quali vengono saldate delle boccole di usura. All'interno di queste boccole entrano i catenacci.

Il numero di queste boccole è 8 e sono posizionate come in figura 80: dato che vengono impiegati 4 catenacci equidistanti 90° l'uno dall'altro, si facilita la fase di aggancio della camicia. Infatti, nella fase di aggancio, si conosce correttamente la posizione dei catenacci, ma non si sa, di preciso, di quanto siano sfasati rispetto alle boccole presenti sul tubo camicia. Di conseguenza, dopo aver pompato olio ai martinetti di aggancio, i catenacci non traslano nel caso in cui non si trovino esattamente di fronte alle boccole. Qualora questo sia vero, l'operatore a bordo macchina deve far ruotare leggermente la rotary fino a

quando le boccole non si trovino allineate ai catenacci. Solo a quel punto, avviene la traslazione completa dei catenacci e dunque l'aggancio della camicia. Il semigiunto femmina, invece, risulta quella porzione di cilindro che viene saldata alla piastra batti-backet (se si opera in LDP) o alla rotary (se si opera in CAP).

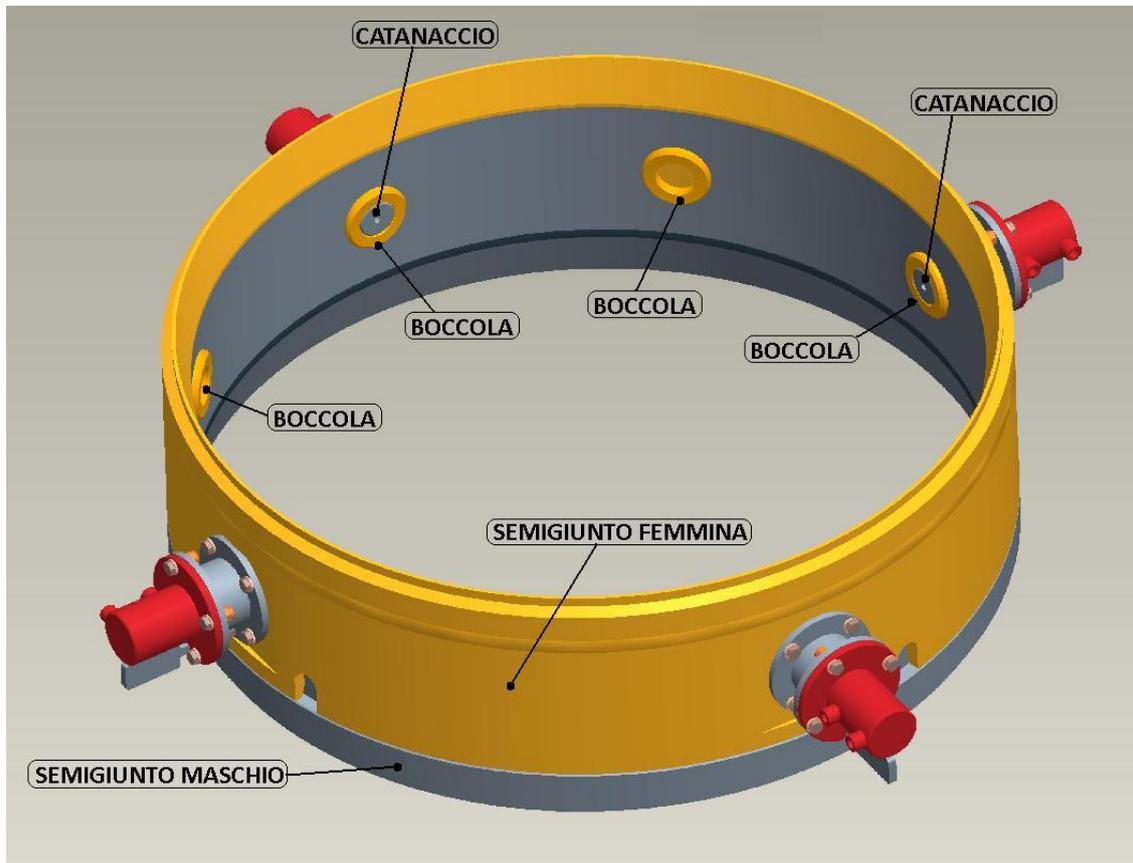


Figura 80: Collegamento tra semigiunto maschio e femmina.

In entrambi i casi, comunque, possiede un diametro interno leggermente superiore rispetto al diametro esterno del semigiunto maschio.

In figura 81 si nota anche la presenza delle superfici piane, sulle quali vanno ad appoggiarsi e vengono fissate le guide dei catenacci.

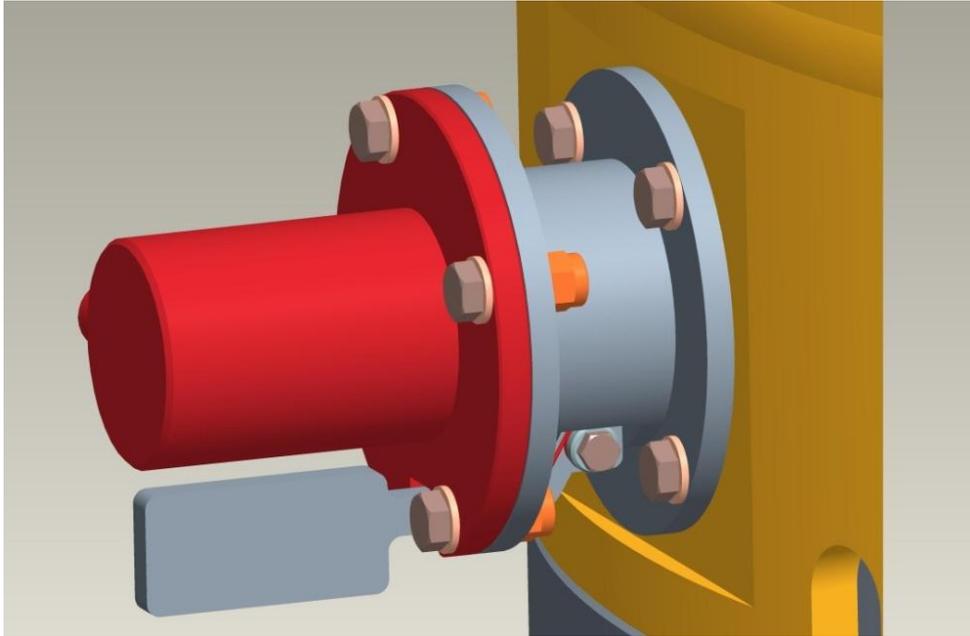


Figura 81: Superficie piana su cui appoggia la guida del catenaccio.

Tali lavorazioni di spianatura vengono effettuate, sul semigiunto femmina, solamente nel caso in cui il cliente richieda il sistema di bloccaggio. Inoltre, occorre ricordare che il diametro di entrambi i semigiunti varia a seconda del diametro che si vuole intubare: quindi, caso per caso, occorrerà montare le guide dei catenacci ed i relativi martinetti sul corretto semigiunto femmina.

Della posizione occupata dai fori filettati in cui vanno ad avvitarci le viti mordenti, che permettono di collegare la guida al semigiunto femmina, si è già discusso nel sottoparagrafo 3.3.1. .

In figura 82, viene rappresentato il contatto tra il semigiunto femmina e la guida dei catenacci: si osserva, infatti, che la guida entra all'interno di una cavità cilindrica lavorata con precisione sul semigiunto femmina. In tale maniera, si ottengono tre differenti vantaggi:

- Il catenaccio è guidato, lungo la sua corsa, fino al semigiunto maschio;
- Il semigiunto femmina non si usura mai: sarà da sostituire, al massimo, la guida del catenaccio;
- Si ottiene un migliore allineamento della guida con le boccole presenti sul semigiunto maschio.

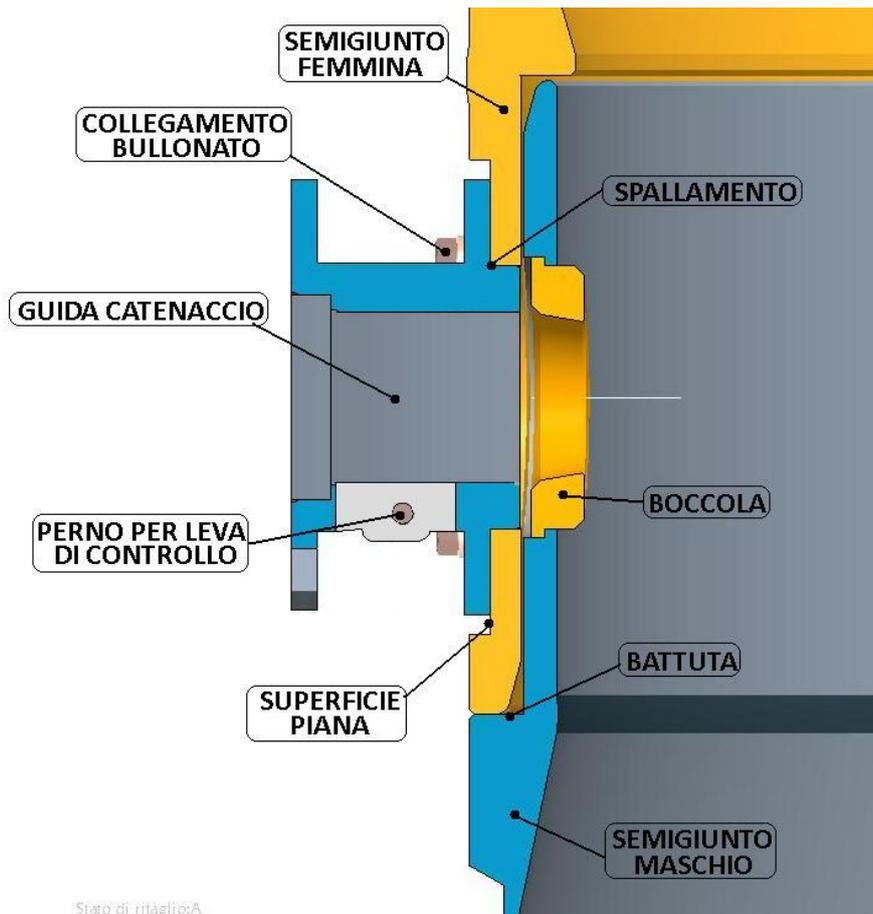


Figura 82: Collegamento tra guida-catenaccio e semigiunto femmina.

6.2 Martinetto di aggancio

Nel sistema di bloccaggio sono presenti 4 martinetti di aggancio.

Del collegamento fra lo stelo ed il catenaccio ed anche dei collegamenti bullonati tra il martinetto e la guida è già stato discusso in 3.3.1 e 3.4 .

Nel seguente paragrafo si vuole porre l'attenzione su come il martinetto viene posizionato e centrato sulla guida-catenaccio.

Infatti, il centraggio di quest'ultimo con la guida risulta basilare affinché il meccanismo di bloccaggio possa durare a lungo.

Nel caso siano presenti dei disallineamenti, si genererebbe un'usura elevata dei catenacci e delle relative guide; inoltre si instaurerebbero dei carichi che solleciterebbero gli steli dei martinetti di aggancio, comportando una loro conseguente rottura.

Per evitare tutto ciò, l'allineamento tra l'asse del martinetto e la guida del catenaccio, è garantita non dai 4 bulloni che collegano il martinetto alla guida.

L'allineamento è garantito da una lavorazione di tornitura che viene effettuata all'interno della guida.

Viene eseguita, come si nota in figura 83, una tornitura cilindrica interna ad un diametro maggiore rispetto a quello interno della guida-catenaccio. All'interno di essa si va ad inserire la testa e una parte della camicia del martinetto di aggancio. In questa maniera è garantito l'allineamento del martinetto con la guida (Figura 84).

I bulloni hanno il compito di tenere unito il tutto.

Inoltre, nel caso vi siano problemi alla guida- catenaccio o al martinetto (rotture o usura eccessiva in alcuni punti) è possibile svitare il collegamento bullonato ed andare a sostituire la parte danneggiata, essendo il martinetto e la guida due componenti indipendenti.

Il collegamento bullonato tra il martinetto di aggancio e la guida-catenaccio permette di avere due componenti indipendenti, il martinetto e la guida, che possono essere sostituiti senza dover obbligatoriamente sostituire anche il componente dei due non danneggiato.

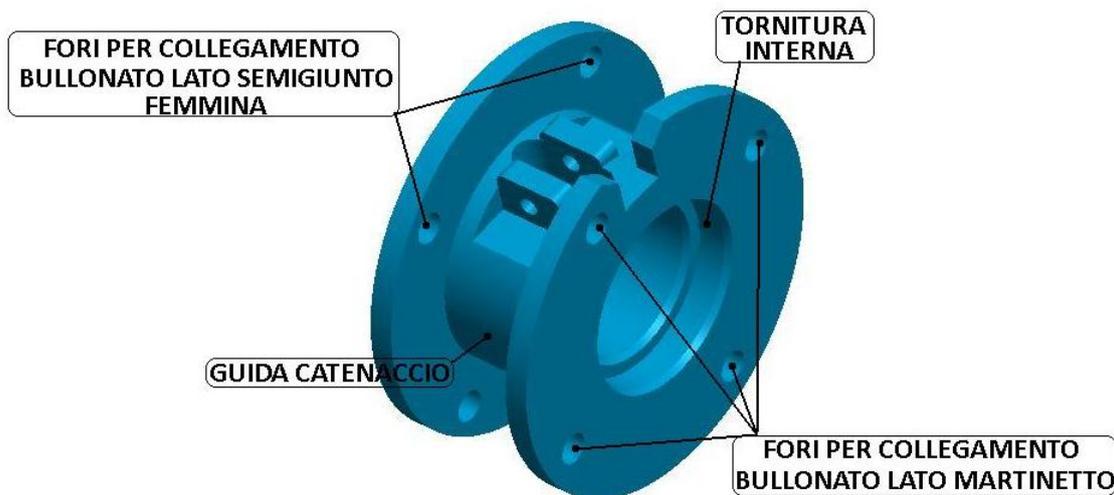


Figura 83: Guida-catenaccio.

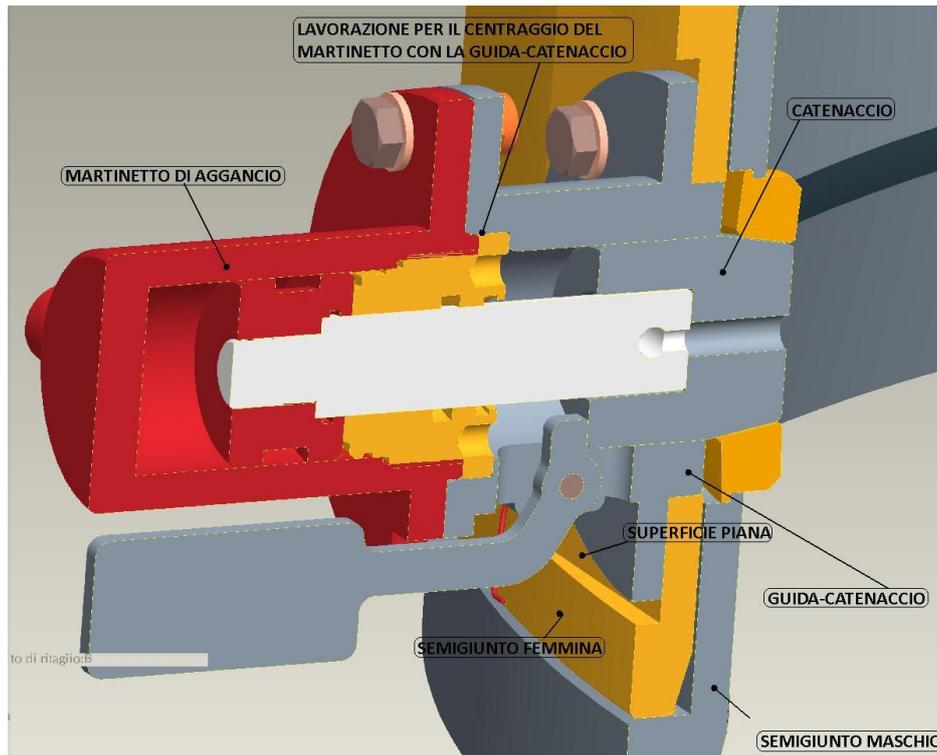


Figura 84: Centraggio del martinetto di aggancio sulla guida-catenaccio.

6.3 Martinetto di pompaggio

Il martinetto di pompaggio è risultato uno dei componenti che, durante lo studio eseguito sul sistema di bloccaggio, ha subito più modifiche in assoluto.

Infatti, in un primo momento, si era deciso di realizzare il gruppo pompante con due martinetti che, collegati attraverso opportune piastre, lavoravano in parallelo.

Il ritorno alla condizione di T.A. dei martinetti era permessa da una molla di compressione posizionata all'esterno dei 2 martinetti, posta esattamente al centro fra di essi (Figura 85).



Figura 85: Primo gruppo di pompaggio.

Installato sulla rotary, tuttavia, il gruppo pompante presentava un ingombro tale da non poter essere utilizzato, dato che durante la rotazione della rotary, andava ad urtare contro alcune staffe del carrello della rotary (Figura 86).

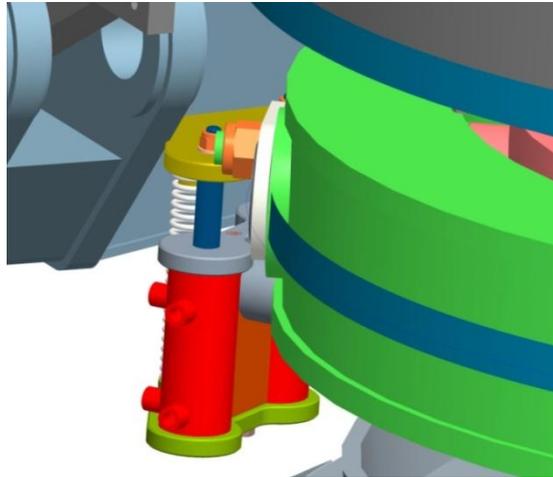


Figura 86: Urto del primo gruppo di pompaggio contro la staffa della mensola che sorregge la rotary.

Dato che il punto in cui la staffa a perno, che sorregge il gruppo pompante, deve necessariamente trovarsi in una certa posizione sulla rotary, è stato pensato di collegare a tale staffa una seconda staffa che potesse sorreggere il martinetto di pompaggio. Il collegamento tra le due piastre è realizzato attraverso un accoppiamento perno-forcella, in modo tale da poter lasciare basculare il martinetto.

Nel secondo gruppo pompante, costituito da un solo martinetto, la molla di compressione è sempre posizionata all'esterno del martinetto, ma con direzione coassiale allo stelo. Tuttavia, sebbene si dimostra un gruppo di pompaggio molto più semplice rispetto al precedente, non è stata possibile la sua installazione sulla macchina a causa del suo eccessivo ingombro (Figura 87).

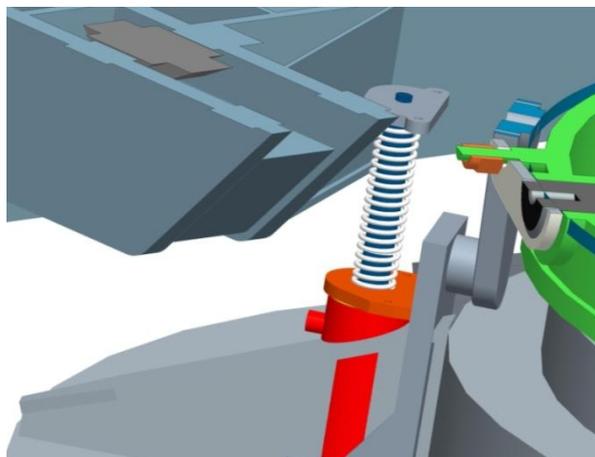


Figura 87: Urto del secondo gruppo di pompaggio contro la staffa della mensola che sorregge la rotary.

Come terza e ultima proposta, è stato modellato un martinetto al cui interno è stata inserita la molla di compressione. Tale soluzione non presenta eccessivi problemi riguardanti il contatto con le staffe della mensola della rotary. Come si nota in figura 41, la molla di compressione è guidata all'interno della camicia: infatti sono presenti due guide cilindriche, una solidale al pistone e una saldata al fondello del martinetto, che evitano l'instaurarsi di possibili deviazioni della molla.

Inoltre, tali guide fungono anche da punti di battuta per il martinetto: infatti quando il martinetto si trova nella condizione di T.C., le due guide entrano in battuta.

Il fissaggio del martinetto alla macchina è permesso attraverso una staffa di sostegno ed una staffa a perno (sottoparagrafi 4.1.4). Il martinetto è fissato nella parte bassa (dal lato fondello) in un foro di diametro 100 millimetri presente sulla staffa di sostegno. Nella parte alta (dal lato della testa), invece, il martinetto è vincolato dalla staffa rappresentata in Figura 88.

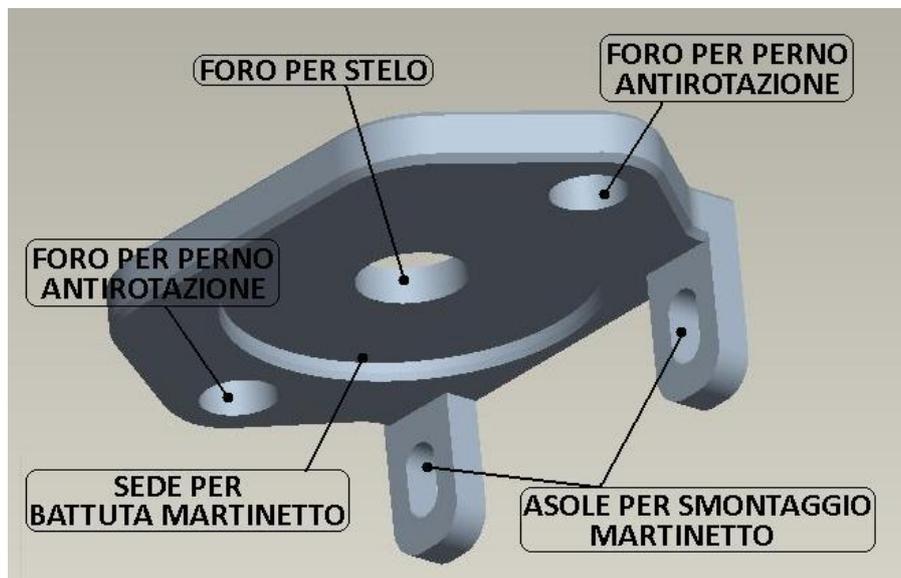


Figura 88: Staffa di contenimento martinetto di pompaggio (lato testa).

Come si nota in figura 88, la staffa presenta due cavità a forma di asola. Tale forma è necessaria per bloccare correttamente il martinetto di pompaggio.

Per il fissaggio del martinetto di pompaggio, occorre previamente infilarlo nella cavità cilindrica presente sulla staffa di sostegno; successivamente viene inserita la staffa di figura 88 nel lato in cui è presente la testa del martinetto e infine vengono stretti i bulloni (nelle asole) alla staffa di sostegno.

Nella seguente maniera il martinetto risulta bloccato (Figura 89).

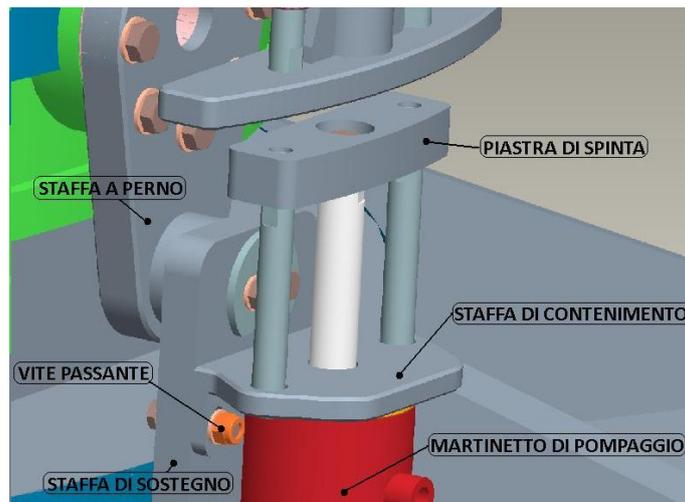


Figura 89: Bloccaggio martinetto di pompaggio (lato testa).

Le staffe, di sostegno e a perno, sono già state descritte in 4.1.4. . Di seguito si vuole porre l'attenzione sul collegamento presente fra di esse. Infatti, come si nota in figura 90, la staffa di sostegno non è in grado di fuoriuscire dalla staffa a perno, a causa della presenza di un rondellone che possiede due fori ed un diametro maggiore rispetto al diametro del perno presente sulla staffa. In tali fori vengono avvitate le viti mordenti che, entrando in battuta con il rondellone, evitano lo scorrimento della staffa di sostegno.

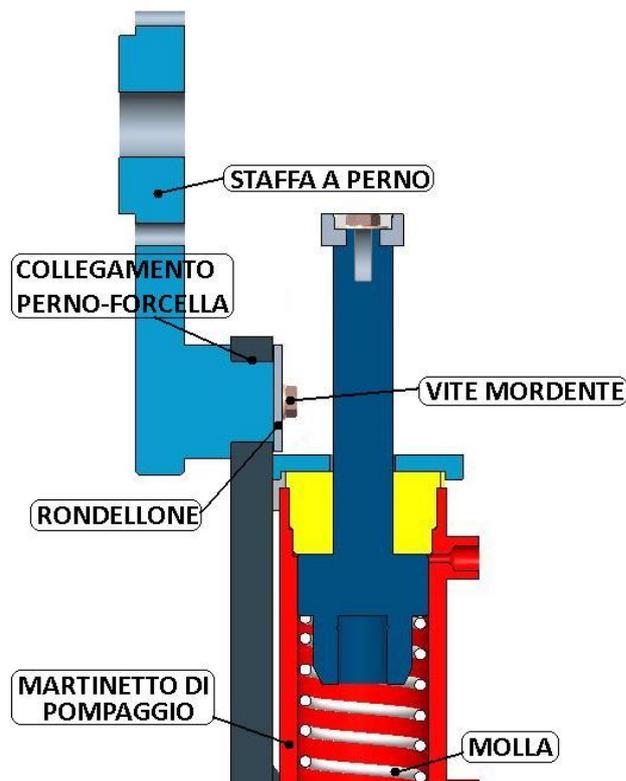


Figura 90: Collegamento con rondellone.

6.4 Martinetto di azionamento

Del fissaggio del martinetto di azionamento alla macchina è già stato discusso nel capitolo precedente.

Di seguito, verrà posta l'attenzione sulla forma che possiedono la staffa di sostegno e quella di contenimento.

Infatti, in un primo momento, il martinetto di azionamento veniva fissato rigidamente alla macchina attraverso una intelaiatura molto rigida, ma allo stesso tempo molto costosa da realizzare (Figura 91).

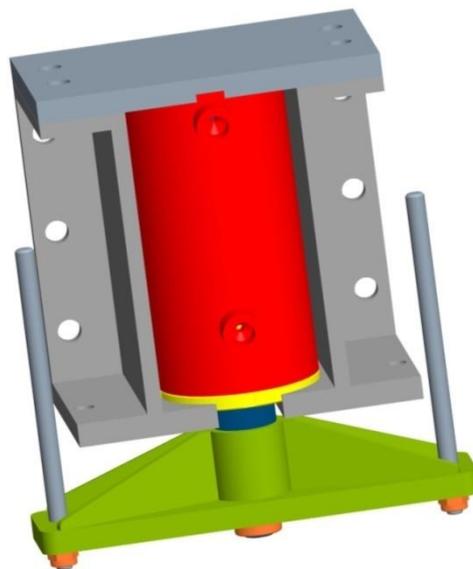


Figura 91: Primo tipo di collegamento per il martinetto di azionamento.

Il martinetto veniva “rinchiuso” all’interno di una cassa realizzata attraverso delle lamiere di spessore 10 millimetri.

In caso di intervento sul martinetto, svitando i 4 bulloni presenti nella parte alta della cassa, era possibile estrarre il martinetto dalla gabbia.

Si è deciso di semplificare il modo con cui vincolare il martinetto: dunque la staffa di sostegno e quella di contenimento sono state modellate come in Figura 92.

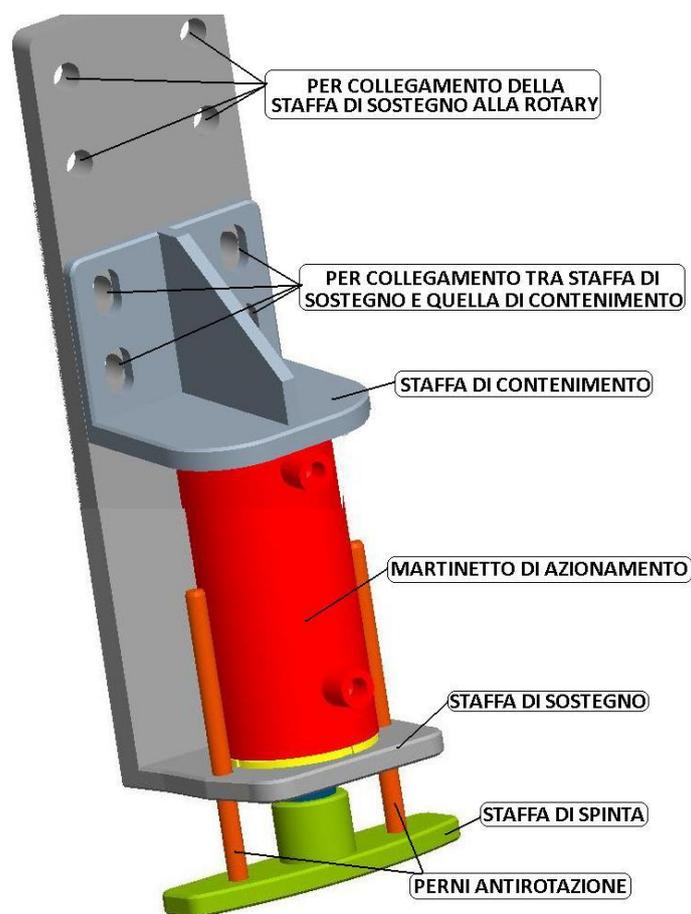


Figura 92: Seconda staffa di sostegno proposta.

Si può notare la presenza di una staffa di sostegno molto lunga: tale lunghezza è fortemente influenzata dall'estensione non eccessiva del martinetto di azionamento. Infatti, si era deciso, in un primo momento, di installare un martinetto con una corsa pari a quella dei martinetti di pompaggio, incrementata solamente della corsa a vuoto che è necessario tenere (30 millimetri per evitare che le piastre di spinta vadano ad urtare contro il carrello della rotary durante la sua rotazione).

La staffa di sostegno così modellata, però, presentava un problema legato alla sua possibile deformazione sotto carico: infatti, nel momento in cui il martinetto esercitava la sua forza su uno dei due martinetti di pompaggio, la staffa poteva flettere. Tale flessione si ripercuoteva negativamente sul modo in cui il martinetto di azionamento trasferiva la forza sul martinetto di pompaggio. Infatti, una deformazione elevata avrebbe portato ad un disallineamento dei due martinetti, comportando l'insorgenza di carichi eccentrici sugli steli di entrambi i martinetti. Questa era una condizione assolutamente da evitare.

Per questo motivo, anche la staffa di figura 92 non è stata adottata.

È stato pensato, allora, di modificare la staffa di sostegno, conferendole una forma a croce (Figura 93).

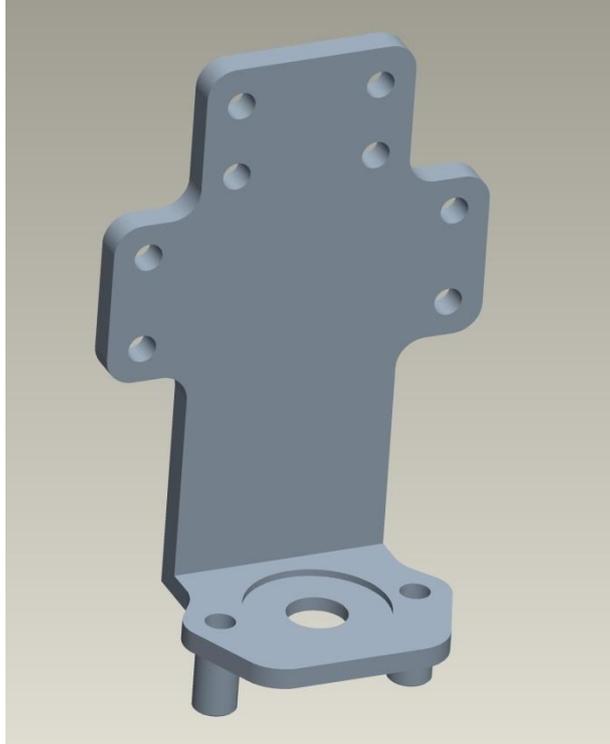


Figura 93: Staffa a croce per sostegno del martinetto di azionamento.

In tale maniera, essendo una staffa di sostegno più corta della precedente, la flessione di quest'ultima durante la fase di pompaggio, si rivelava essere molto limitata.

Adottando una staffa con una forma tale, tuttavia, è stato necessario incrementare la lunghezza dello stelo del martinetto di azionamento. Infatti, fissando il martinetto sulla staffa a croce, questo veniva posizionato “più lontano” dai 2 martinetti di pompaggio.

È stato pensato, tuttavia, di non allungare lo stelo del martinetto, ma di utilizzare un martinetto con una corsa maggiore e di limitarne la corsa in eccedenza con un distanziale. Infatti, come già accennato in 5.1.1, in tale maniera la porzione di stelo al di fuori della camicia (quando il martinetto è T.A.) è minore rispetto a considerare un martinetto con poca corsa e con uno stelo molto lungo.

Il problema di dover utilizzare un martinetto con una corsa maggiore, piuttosto che allungare lo stelo, nasce dal fatto che il punto di fissaggio del martinetto stesso sulla macchina non è arbitrario. Infatti, osservando la configurazione di

una classica rotary (Figura 94), la porzione della mensola più vicina (e naturalmente idonea per il fissaggio del martinetto) alla piastra batti-bucket risulta quella cerchiata in rosso.

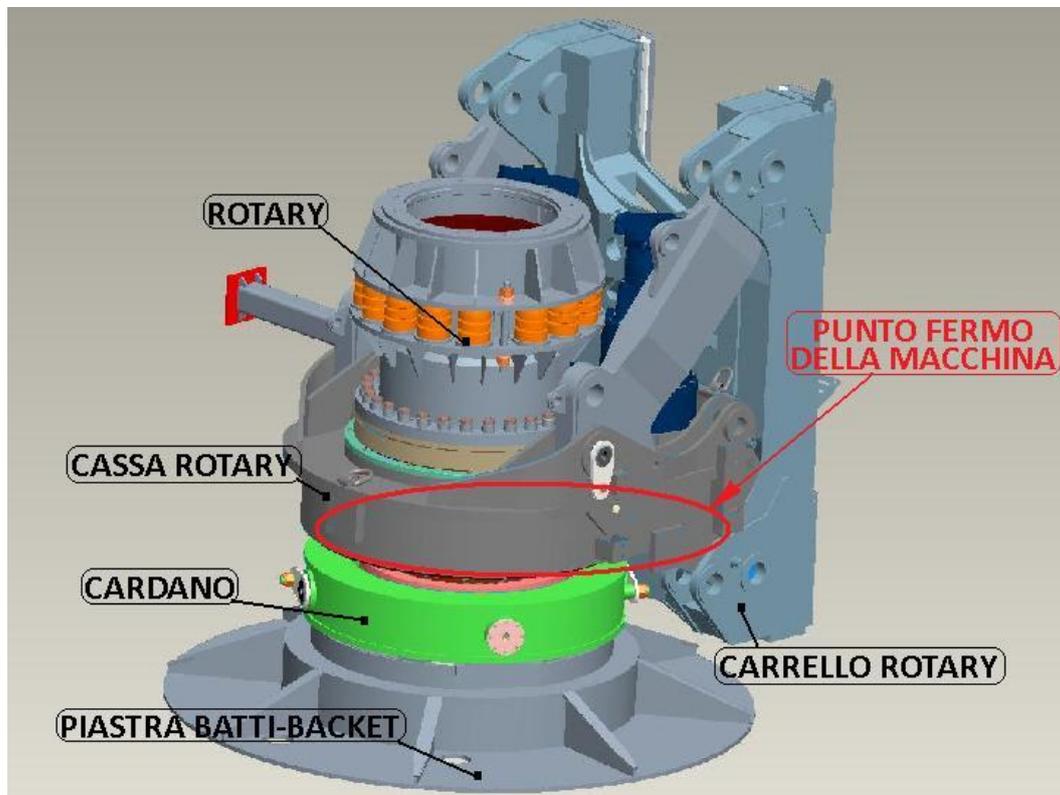


Figura 94: configurazione di una classica rotary.

Quindi, il punto in cui andare a fissare il martinetto di azionamento risulta pressoché fissato.

6.5 Serbatoio

Anche il serbatoio, come il martinetto di pompaggio, ha subito differenti cambiamenti durante la modellazione del sistema di bloccaggio.

Le modifiche sono state relative, principalmente, alla forma da adottare e al modo in cui doveva essere fissato alla mensola che lo sorregge.

La prima forma assegnata al serbatoio è quella rappresentata in figura 95. Si nota che il serbatoio possiede una forma circolare ed è vincolato ad una mensola, sulla quale viene fissato anche l'accumulatore, in direzione verticale.

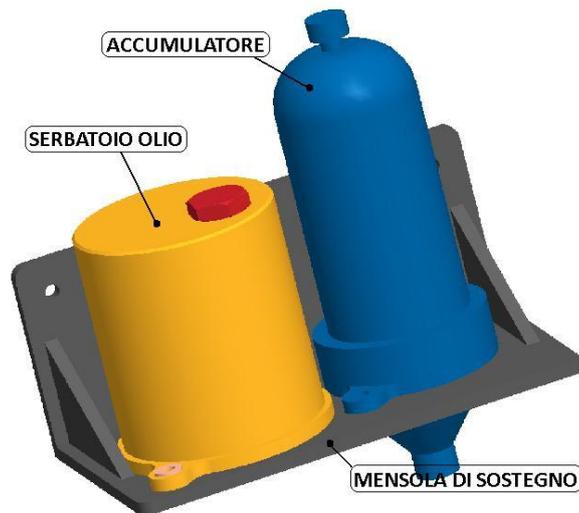


Figura 95: Mensola con serbatoio dell'olio e accumulatore.

Si è deciso di fissare la mensola che sorregge entrambi gli organi meccanici sulla piastra batti-bucket, perché il fissaggio della stessa sul cardano, non era la più indicata. Questo perché, durante la rotazione della rotary, il cardano può oscillare, sia rispetto alla rotary, sia rispetto alla piastra batti-bucket.

Il basculamento della piastra batti-bucket, rispetto al cardano, è permesso grazie ad un collegamento perno-forcella realizzato nei punti in cui vengono fissati i martinetti di pompaggio.

Dato che dal serbatoio partono 4 condotti che giungono ai martinetti di pompaggio e da questi partono altri condotti che raggiungono i martinetti di aggancio, è stato pensato che i tubi fossero soggetti ad una minore deformazione, durante il lavoro, se il serbatoio fosse stato fissato sulla piastra batti-bucket. Infatti, rigidamente alla piastra batti-bucket, si muove il semigiunto femmina, in cui sono vincolati i martinetti che movimentano i catenacci.

Nel caso si avesse fissato la mensola del serbatoio al cardano, si sarebbe riscontrato più movimento relativo tra il serbatoio e i martinetti di pompaggio: di conseguenza, i condotti sarebbero stati soggetti a maggiori e continue deformazioni.

La suddetta forma del serbatoio e della mensola, però, non permetteva di posizionare il fondo del serbatoio ad una quota superiore rispetto agli ingressi dei martinetti di pompaggio. La possibilità di installare il serbatoio nella seguente

maniera, comporta la formazione di un battente di pressione che facilita il flusso di olio dal serbatoio verso i martinetti di pompaggio.

Si è passati, così, alla seconda forma del serbatoio e della mensola di sostegno (Figura 96).

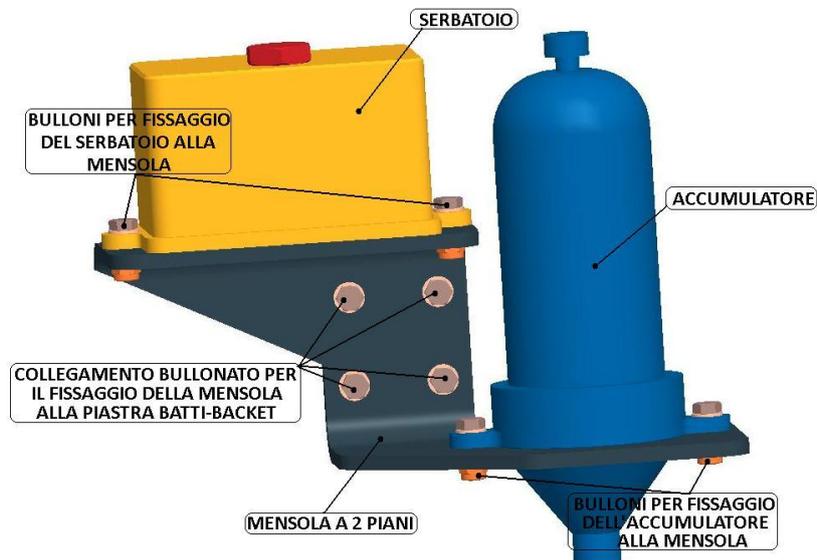


Figura 96: Serbatoio a base rettangolare e mensola a 2 piani.

Come si nota in figura 96, il serbatoio non possiede più una forma cilindrica, ma presenta una forma a parallelepipedo. Sul fondo del serbatoio sono sempre presenti i 5 fori in cui vanno inseriti i raccordi per i condotti dell'olio.

Anche la mensola ha subito una forte modifica: infatti, presenta due piani differenti su cui andare a posizionare il serbatoio e l'accumulatore. Nella seguente maniera, il serbatoio si trova ad una quota maggiore rispetto alle utenze (sono gli ingressi dei martinetti di pompaggio) a cui deve fornire olio.

Inoltre, la mensola è stata modellata pensando di realizzarla non per assemblaggio di lamiere, opportunamente sagomate e saldate, come quella rappresentata in figura 95. La seguente mensola è stata modellata pensando di ottenerla da un'unica lamiera tagliata e piegata. Per la sua corretta modellazione, infatti, sono stati utilizzati i raggi di piega minimi che una lamiera come quella, di spessore 10 millimetri, deve presentare.

Tuttavia, anche la seguente mensola è stata scartata, perché si è avvertita l'esigenza di non installare, sulla stessa staffa, il serbatoio e l'accumulatore.

Infatti, come illustrato nelle figure 52 e 53, il serbatoio viene sorretto da una mensola dedicata solamente ad esso.

Inoltre, nei 2 precedenti serbatoi analizzati, non ci si è mai posti la questione relativa alla sua ispezione e pulizia.

Come è facile immaginare, infatti, residui di polvere possono entrare all'interno del circuito idraulico, a causa del fatto che gli steli di tutti i martinetti presenti all'interno dell'impianto idraulico sono a contatto con l'ambiente esterno.

Polvere, sabbia, residui di saldatura ed altre particelle finiscono all'interno del serbatoio in maniera inequivocabile.

Di conseguenza, si è pensato di modellare il serbatoio in modo tale da poter accedere al suo interno, per effettuare operazioni di pulizia ed ispezione.

A tal fine, è stato modellato il serbatoio dell'olio come in figura 97.



Figura 97: Serbatoio dell'olio.

Il serbatoio, presenta un coperchio, smontabile con 4 bulloni dalla vasca, che permette di poter accedere al suo interno per effettuare operazioni di pulizia (Figure 98 e 99).

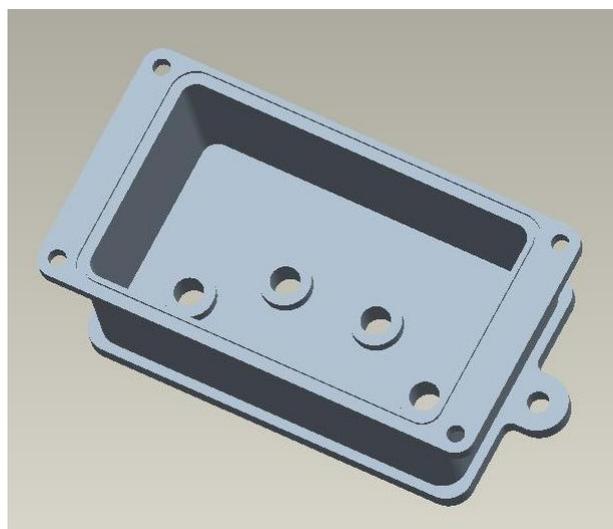


Figura 98: Vaschetta del serbatoio.

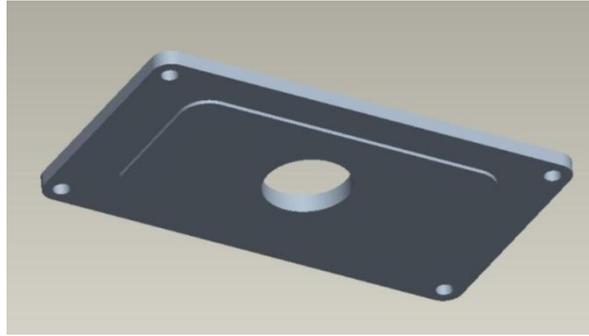


Figura 99: Coperchio del serbatoio.

Si può notare, nella parte alta della vaschetta, la presenza di uno scavo cilindrico per tutto il perimetro del serbatoio: in tale guida verrà posizionata la guarnizione per evitare la fuoriuscita di olio dal serbatoio.

Oltre alla presenza di un coperchio smontabile, è stato pensato di posizionare le boccole filettate, sulle quali si avvitano i raccordi dei condotti, come in figura 100.

In tale maniera non viene aspirato fluido dal fondo del serbatoio, ma l'aspirazione dell'olio viene realizzata a circa 10 millimetri dal fondo del contenitore, evitando il richiamo di sporcizia nei condotti dell'olio.

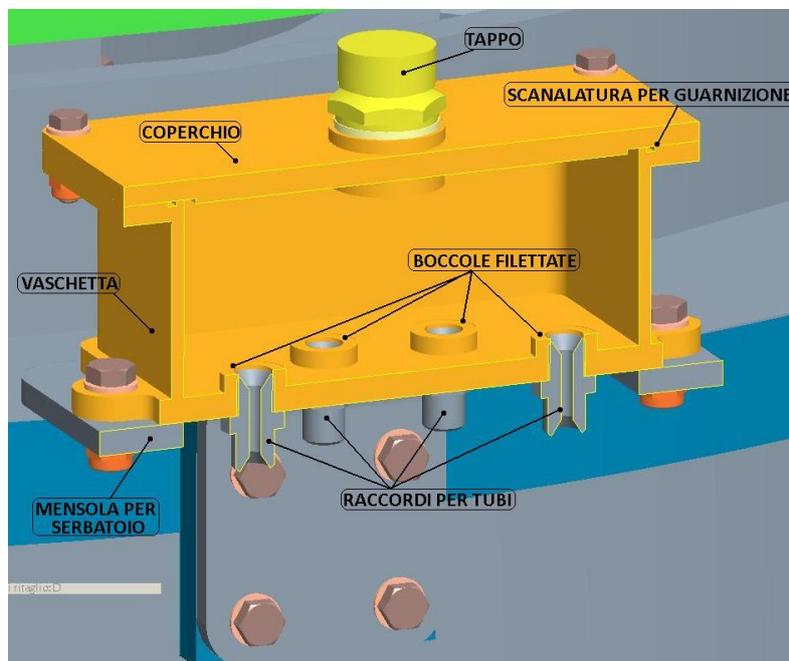


Figura 100: Sezione del serbatoio dell'olio.

6.6 Staffe di spinta

Le staffe di spinta sono quelle staffe che vengono collegate all'estremità degli steli dei 2 martinetti di pompaggio e a quello di azionamento.

Come ampiamente descritto nei capitoli precedenti, il martinetto di azionamento, durante l'operazione di pompaggio, trasferisce la sua forza in apertura ad uno dei due martinetti di pompaggio. Il trasferimento di tale forza avviene esclusivamente per spinta meccanica esercitata dallo stelo del martinetto di azionamento su quelli dei martinetti di pompaggio.

Nel momento in cui non avviene il pompaggio, le estremità degli steli non si toccano, dato che il martinetto di azionamento, solidale alla parte fissa della macchina, non ruota a differenza di tutta la rotary e dei dispositivi ad essa connessi.

Per facilitare l'operazione di pompaggio, ovvero nel caso in cui fosse presente un piccolo disallineamento angolare tra gli steli di uno dei due martinetti di pompaggio e quello di azionamento, vengono utilizzate delle staffe (figura 101) collegate agli steli dei martinetti, per ampliare la zona in cui può avvenire il contatto e dunque il trasferimento della spinta meccanica.

Come si nota in figura 101, sui martinetti sono fissate le staffe di spinta, per mezzo di viti mordenti (in seguito verrà spiegato perché viene utilizzata una vite e non altri dispositivi di bloccaggio).

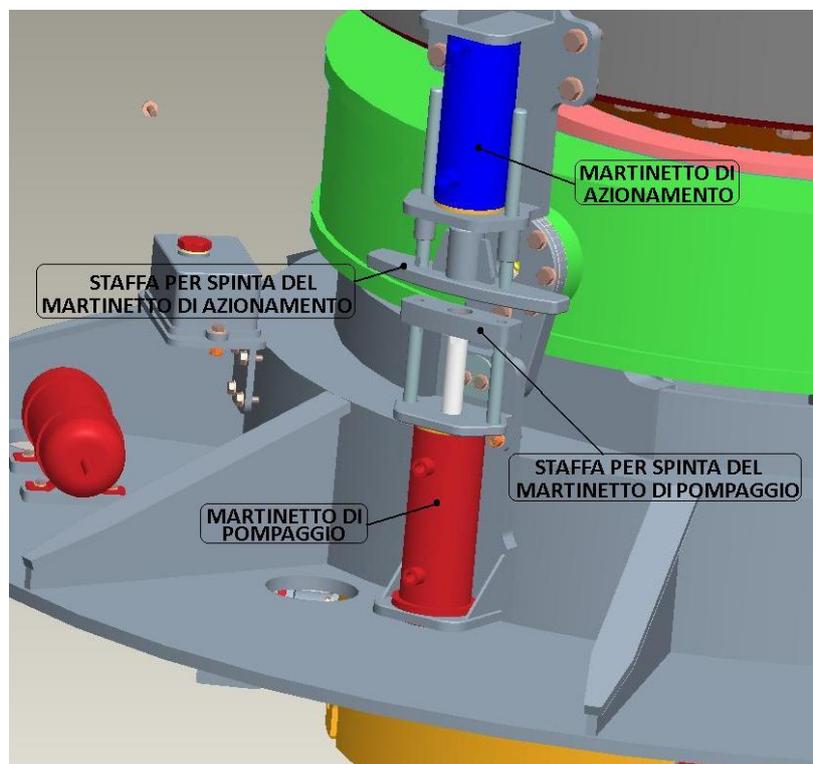


Figura 101: Staffe per spinta.

Si può notare che la staffa che viene fissata al martinetto di pompaggio è differente rispetto a quella che viene collegata al martinetto di azionamento. In particolare, come si nota in figura 102, la staffa solidale al martinetto di azionamento presenta una forma allungata ed è più grande rispetto a quella dei martinetti di pompaggio.

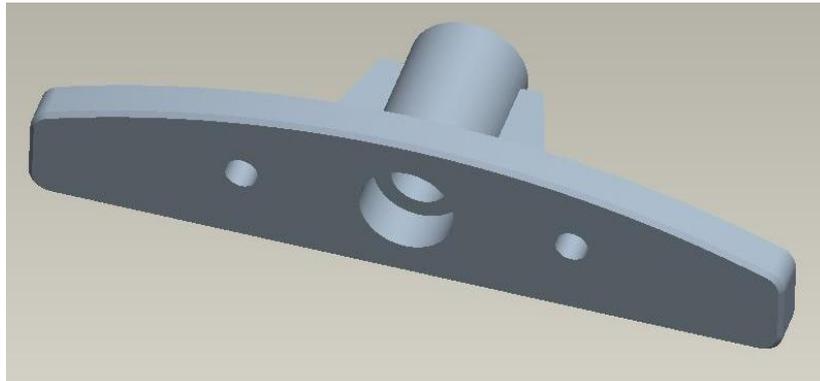


Figura 102: Staffa per spinta del martinetto di azionamento.

Infatti, per quanto riguarda la staffa di spinta del martinetto di pompaggio, non era possibile incrementare le sue dimensioni per facilitare l'operazione di spinta, dato che i martinetti di pompaggio ruotano assieme alla rotary. Di conseguenza, una dimensione elevata di tale piastra, comportava l'urto inequivocabile di quest'ultima contro le staffe della mensola che sorregge la rotary.

Adottando, invece, una forma e dimensione come quella in figura 103, il passaggio del martinetto di pompaggio nei pressi della mensola della rotary, durante la sua rotazione, è possibile ed è garantito in qualsiasi condizione di lavoro(figura 104).

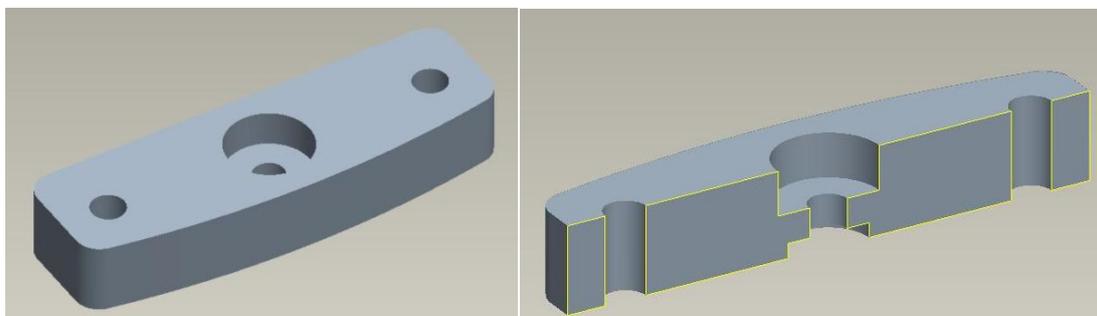


Figura 103: Staffa di spinta del martinetto di pompaggio.

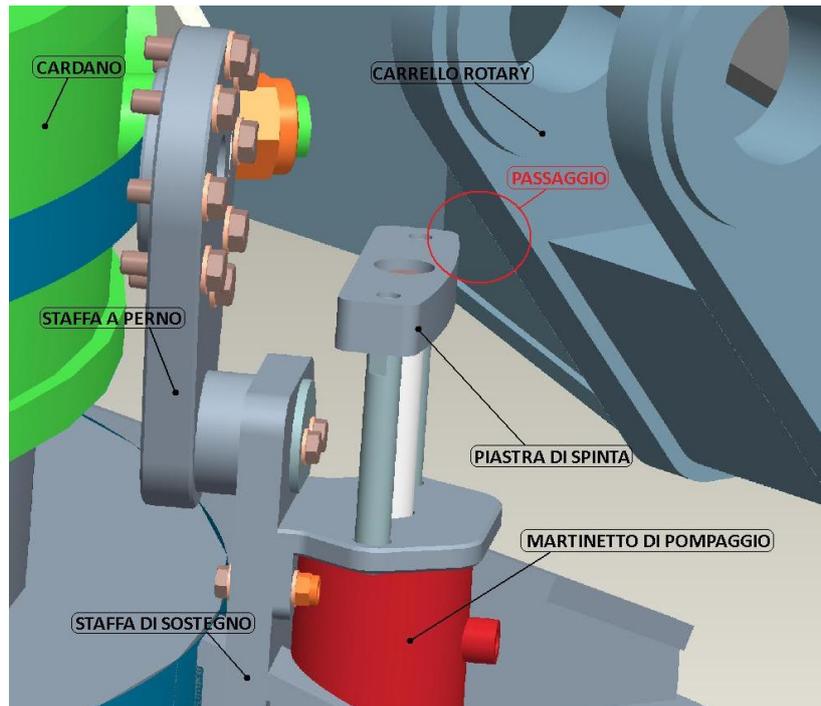


Figura 104: Passaggio della piastra di spinta vicino al carrello della rotary.

Si vuole anche porre l'attenzione su come queste staffe vengono collegate ai rispettivi steli dei martinetti. Infatti, come si è notato già in figura 102 e 103, le staffe di spinta presentano un foro centrale con uno spallamento. Su tale variazione di diametro entra in battuta lo spallamento presente sullo stelo del martinetto. Per porre tutto a "pacco", si utilizza una vite mordente che si impegna all'interno del foro cieco filettato coassiale allo stelo del martinetto (Figura 106).

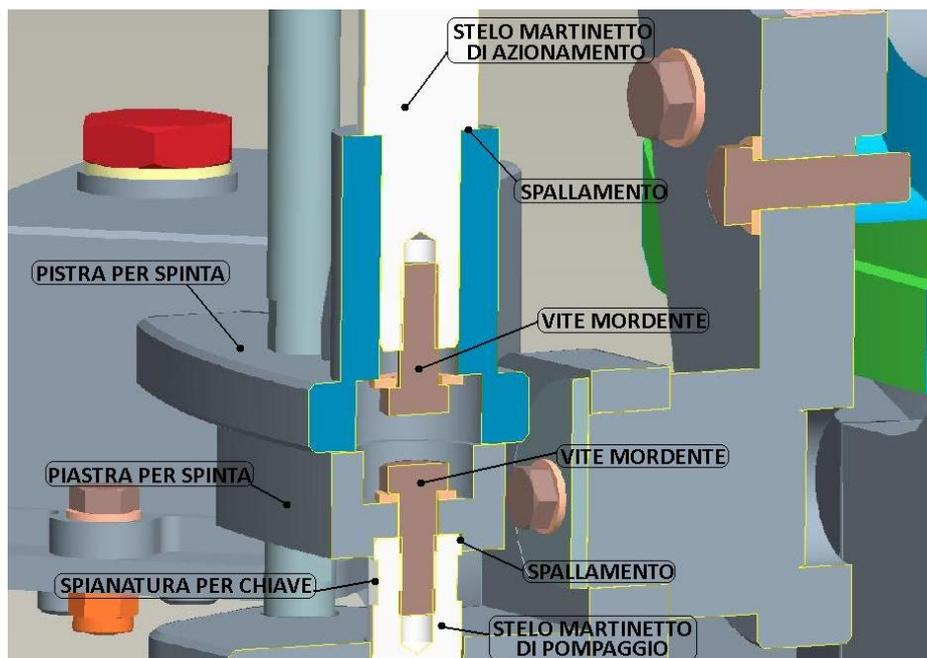


Figura 105: Collegamento tra piastre per spinta e steli dei martinetti di pompaggio e azionamento.

Si nota come la vite mordente tenga unita la piastra di spinta allo stelo del martinetto. Nella seguente configurazione, “l’anello debole della catena” è costituito dalla vite mordente: infatti, si rivela l’organo meccanico che viene portato a rottura in caso di condizioni di lavoro critiche. Nell’ipotesi in cui avvenisse la rottura delle vite, sarà necessario sostituirla con un’altra, senza modificare lo stelo del martinetto.

Per consentire il serraggio della vite, sono state ricavate sullo stelo due spianature, che permettono di poterlo bloccare attraverso una comune chiave di manovra a forchetta (si nota lo scasso della chiave in Figura 105).

Risulta, questa, una metodologia molto importante da seguire durante la progettazione: si cerca di portare a rottura l’organo meno costoso e più facile da sostituire. In questo caso è una semplice vite.

È stato riportato questo ragionamento, perché , in un primo momento, erano state collegate le staffe per la spinta ai rispettivi steli dei martinetti in un’altra maniera. Infatti, il collegamento era costituito da una filettatura eseguita sull’estremità dello stelo sulla quale veniva avvitato un dado autobloccante.

Lo svantaggio di tale connessione era soprattutto evidente in caso di rottura dell’estremità filettata dello stelo: in seguito ad un suo cedimento, occorreva necessariamente sostituire lo stelo del martinetto.

È facile intuire che il costo di uno stelo di un martinetto è molto più elevato rispetto a quello di una commerciale vite.

6.7 Staffe di contenimento

Le staffe di contenimento sono quelle piastre che vincolano i martinetti di pompaggio e quello di azionamento dal lato testa o dal lato fondello.

Infatti, i martinetti di pompaggio sono vincolati dalle piastre di contenimento dal lato testa, mentre quello di azionamento è vincolato dal lato fondello.

Il compito di tali piastre è principalmente quello di vincolare i martinetti e di poter offrire un loro semplice smontaggio, per effettuare operazioni di manutenzione sui martinetti stessi.

La staffe, rappresentate in figura 106 e 107, possiedono:

- Una cavità cilindrica cieca, in cui entra in battuta il fondello o la testa del martinetto;
- Delle asole (2 o 4), le quali permettono un più preciso fissaggio delle piastre di contenimento su quelle di sostegno.
- Sono prodotti di carpenteria: vengono realizzate per assemblaggio, tramite cordoni di saldatura, di lamiere previamente tagliate e sagomate.

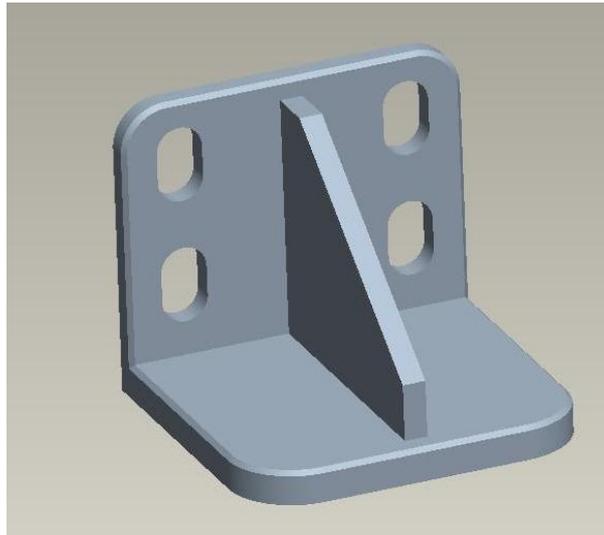


Figura 106: Staffa di contenimento del martinetto di azionamento.

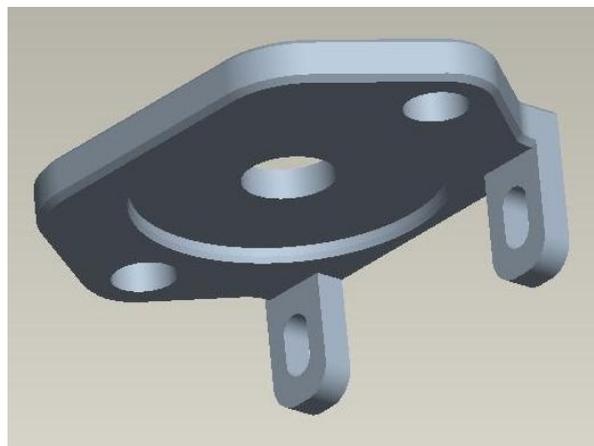


Figura107: Staffa di contenimento del martinetto di pompaggio.

Oltre a tali comuni caratteristiche, entrambe le piastre presentato delle peculiarità.

Ad esempio, sulla staffa di contenimento del martinetto di azionamento, è presente una nerva per incrementare la resistenza meccanica della stessa.

Sulle staffe di contenimento dei martinetti di pompaggio, invece, sono presenti due cavità cilindriche all'interno delle quali scorrono i perni per l'antirrotazione delle piastre per la spinta.

Inoltre, dato che tali staffe vincolano i martinetti di pompaggio dal lato stelo, presentano un foro posizionato al centro di esse, all'interno del quale scorre lo stelo del martinetto.

La presenza delle asole garantisce un più preciso fissaggio dei martinetti. Più precisamente, come si nota in figura 108, i bulloni utilizzati per il fissaggio delle staffe di contenimento a quelle di sostegno, possono scorrere all'interno delle asole ricavate sulle staffe di contenimento. Di conseguenza, è possibile recuperare eventuali giochi che si potrebbero avere in seguito ad un non perfetto centraggio dei fori sulle piastre di sostegno.

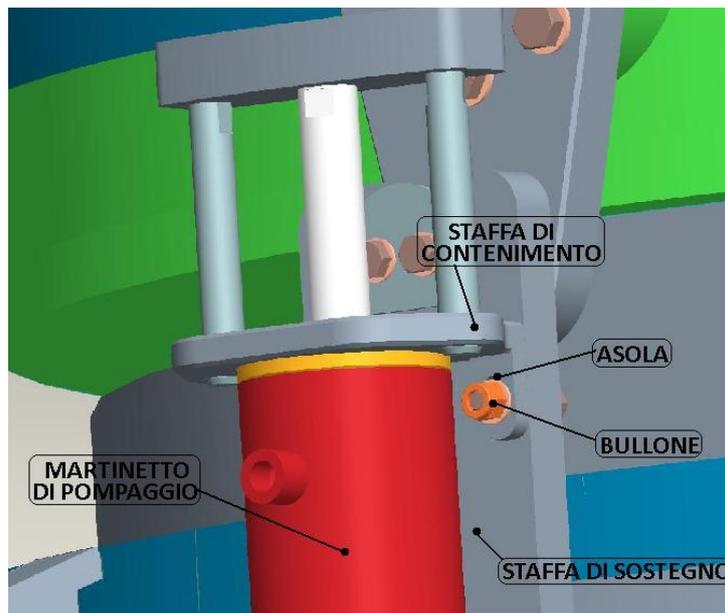


Figura 108: Fissaggio della staffa di contenimento del martinetto di pompaggio sulla relativa staffa di sostegno.

7

ANALISI DEI COSTI

Nel seguente capitolo si vuole stimare il costo di fabbricazione dell'intero dispositivo di bloccaggio. Si tratta di una stima dell'ipotetico costo di realizzazione del dispositivo: infatti, i valori che verranno descritti in seguito non sono tutti documentati da un'offerta da parte del cliente fornitore dell'articolo in questione.

Inoltre, anche la valutazione del costo per l'esecuzione delle lavorazioni sui prodotti di carpenteria, è stata sviluppata in maniera tale da poter giungere ad un valore indicativo del costo di fabbricazione del pezzo.

La stima del costo di fabbricazione del sistema di bloccaggio è stata così sviluppata: in un primo momento è stato analizzato il costo di fabbricazione e di acquisto del materiale di tutta la carpenteria presente all'interno del sistema; successivamente, è stata richiesta un'offerta ai fornitori dei martinetti e dell'accumulatore ed infine sono stati stimati i prezzi di tutti i prodotti commerciali (viti, dadi, rondelle, raccordi, tubi)

7.1 Costo della carpenteria

Il costo della carpenteria è stato sviluppato analizzando il costo di acquisto del materiale impiegato e il costo per l'esecuzione delle differenti lavorazioni meccaniche.

Per quanto riguarda il costo di acquisto del materiale, è stato necessario conoscere il peso di ogni singolo organo meccanico e il costo per la fornitura del materiale.

Per la stima, invece, del costo delle lavorazioni, è stato analizzato il ciclo di lavorazione di ogni singolo pezzo e la loro dimensione. Infatti, per alcuni

prodotti, le lavorazioni da eseguire erano pressoché identiche, tuttavia variavano le dimensioni dell'oggetto e dunque il suo costo di realizzazione.

In Tabella 4 vengono riportati i costi relativi alla carpenteria.

Tabella 4: Analisi dei costi carpenteria.

Codice carpenteria	Descrizione	Quantitativo	Peso	Costo materiale al kg	Costo materiale per singolo pezzo	Costo lavorazioni per singolo pezzo	Costo totale codice	Lavorazioni
		[#]	[kg]	[€/kg]	[€/pz]	[€/pz]	[€]	Descrizione
0313 0799	Semigiunto femmina D.1200 per sist.pomp	1	289	1,5	433,5	250	683,5	Taglio;Saldatura Calandratura; Cianfrinatura; Fresatura
0313 0800	Staffa per sostegno martinetto azionamento	1	13,6	1,5	20,52	100	120,5	Taglio;Saldatura Cianfrinatura; 11 Fori; Fresatura
0313 0801	Staffa per spinta martinetto azionamento	1	3,8	1,5	5,7	50	55,7	Taglio;Saldatura 3 Fori; 2 Filettature
0313 0802	Perno antirotazione martinetto azionamento	2	0,7	2	1,4	30	62,8	Fresatura; Tornitura; Filettatura
0313 0803	Staffa contenimento martinetto azionamento	1	3,9	1,5	5,8	60	65,8	Taglio; Esecuzione asole;Saldatura
0313 0804	Staffa a perno per sostegno staffa pompaggio	2	9,3	1,5	13,95	100	227,9	Taglio; Tornitura 11 Fori; Maschiatura; Saldatura
0313 0805	Staffa per sostegno martinetto pompaggio	2	10,3	1,5	15,45	100	230,9	Taglio; 3 Fori;Fresatura; Saldatura
0313 0806	Staffa contenimento martinetto pompaggio	2	1,7	1,5	2,55	60	125,1	Taglio;Saldatura 3 Fori;2Asole; Fresatura;
0313 0807	Staffa per spinta martinetto pompaggio	2	2,2	1,5	3,3	50	106,6	Taglio;3 Fori;2 Filettature
0313 0808	Perno antirotazione martinetto pompaggio	4	0,4	2	0,8	30	123,2	Fresatura;Tornitura; Filettatura
0313 0809	Rondella per fissag. martin_pomp	2	0,1	1,5	0,15	20	40,3	Taglio;2 Fori
0313 0810	Mensola per serbatoio	1	2,4	1,5	3,6	50	53,6	Taglio; 8 Fori; Piegatura

0313 0811	Serbatoio olio	1	4,8	1,5	7,2	70	77,2	Taglio;8 Fori; 6 Filettature; Piegatura; Saldatura
0313 0812	Boccola per molla di torsione	8	0,1	2	0,2	20	161,6	Tornitura; Foratura
0313 0813	Guida catenaccio	4	4,9	1,5	7,35	100	429,4	Taglio; 8 Fori;Fresatura; Tornitura; Saldatura
0313 0814	Catenaccio	4	1,3	2	2,6	40	170,4	Tornitura; Foratura;2 Asole
0313 0815	Leva controllo spostamento catenaccio	4	0,5	1,5	0,75	40	163	Taglio;Foratura; 2 Smussi
0313 0816	Piastrina per accumulatore	2	0,86	1,5	1,3	30	62,6	Taglio;2Fori; 2 Filettature
0313 0817	Coperchio serbatoio	1	2,2	1,5	3,3	40	43,3	Taglio;4Fori; Fresatura
0313 0818	Zocchetto per sistema di azionamento	1	13,8	1,5	20,7	40	60,7	Taglio;4fori; 4Filettature
0313 0819	Zocchetto per mensola serbatoio	1	1,13	1,5	1,7	30	31,7	Taglio;4Fori; 4Filettature

I pesi delle varie carpenterie sono stati rilevati dal programma di modellazione ProE, dato che tutti i seguenti pezzi meccanici sono stati modellati con tale software di disegno.

Dato che sono state realizzate anche le tavole dei seguenti pezzi, non è stato complicato immaginarsi i cicli di lavorazione per l'esecuzione delle singole carpenterie. Infatti, in Soilmec, le tavole di tutti i prodotti devono raffigurare i vari cicli di lavorazione che la carpenteria subisce. Nel caso in cui, una carpenteria sia costituita da 4 lamiere saldate, due delle quali devono subire delle lavorazioni di maschiatura dei fori, occorre realizzare 5 tavole, in cui:

- Nella prima tavola viene rappresentata la carpenteria finita, con tutti i singoli componenti, e indicate le varie lavorazioni da effettuare sulla carpenteria (saldatura, lavorazioni a macchina utensile in seguito all'assemblaggio);
- Nelle restanti tavole vengono rappresentati tutti i singoli componenti, prima e dopo la lavorazione meccanica necessari per il loro ottenimento.

Ritornando al calcolo del costo della carpenteria, una volta stimato il costo per l'esecuzione delle lavorazioni meccaniche, tale valore è stato sommato al costo di acquisto del materiale. Tale somma è stata moltiplicata per il numero di pezzi da realizzare.

$$Costo_{totale\ codice} = n_{prodotti} \cdot (Costo_{materiale} + Costo_{lavorazioni})$$

In tale maniera è stato possibile determinare i valori presenti nella colonna verde della Tabella 4.

Occorre precisare che le lavorazioni da effettuare, elencate nella colonna di destra, riguardano le possibili lavorazioni necessarie per l'ottenimento del prodotto di carpenteria in esame. È possibile che tali lavorazioni subiscano delle modifiche, in seguito ad un eventuale cambiamento della forma dei pezzi.

Infatti, successivamente ad una piccola modifica della configurazione di un pezzo, è possibile che la metodologia produttiva da seguire, per il suo ottenimento, debba subire dei stravolgimenti e dunque le lavorazioni meccaniche necessarie per la sua realizzazione variano notevolmente.

È emerso che il costo totale della carpenteria, dato dalla somma del costo di acquisto del materiale e delle lavorazioni da effettuare per l'ottenimento dei singoli prodotti, è di:

$$Costo_{carpenteria} = 3095 \text{ €}$$

7.2 Costo dei martinetti

Il costo dei martinetti è stato rilevato da un'offerta richiesta al fornitore Alter.

A tale azienda sono state inviate le tavole dei tre differenti martinetti presenti all'interno del sistema di pompaggio (Figure 109,110 e 111).

In seguito all'invio delle tavole, è stato richiesto, da parte di Alter, la modifica di alcune dimensioni dei componenti presenti all'interno dei cilindri oleoidraulici. L'azienda chiedeva di poter modificare le dimensioni del pistone e della testa,

poiché nel caso in cui fosse stato possibile farlo, Alter avrebbe potuto utilizzare prodotti commerciali di loro comune impiego.

Le modifiche sui martinetti sono state eseguite con successo e dunque Alter ha presentato l'offerta per i martinetti.

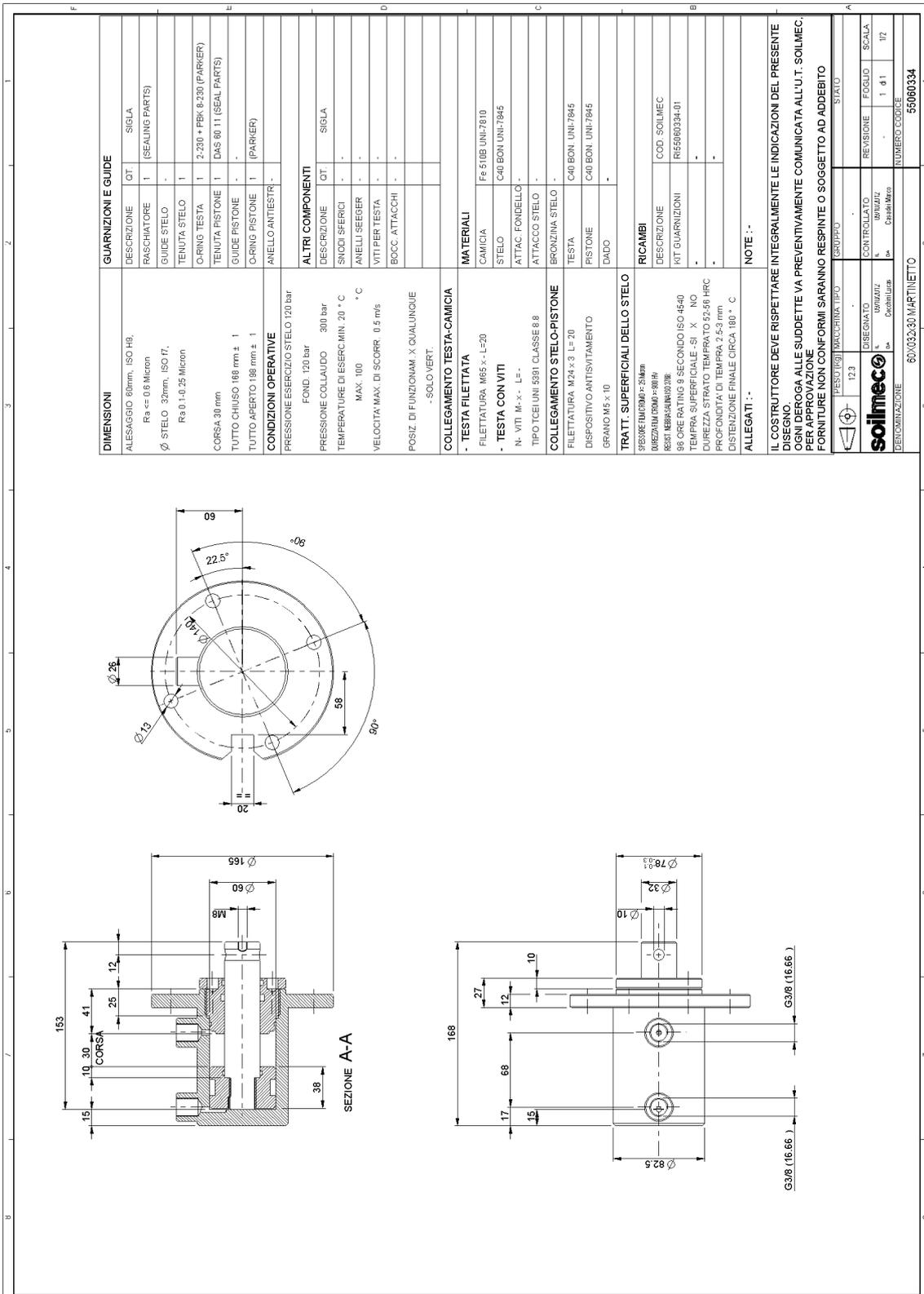


Figura 109: Messa in tavola del martinetto di aggancio.

Tabella 5: Analisi dei costi martinetti.

Codice martinetti	Martinetto	Descrizione martinetto	Quantitativo	Peso del singolo martinetto	Peso complessivo codice	Costo del singolo martinetto	Costo totale codice
			[#]	[kg/mart.]	[kg]	[€/mart.]	[€]
5508 0307	Martinetto azionamento sistema di bloccaggio	Ø80_Stelo36_C150	1	13	13	400	400
5508 0201	Martinetto pompaggio sistema di bloccaggio	Ø80_Stelo28_C100	2	12,6	25,2	320	640
5506 0334	Martinetto movimentazione catenaccio	Ø60_Stelo32_C30	4	6,6	26,4	227	908

Il costo totale dei martinetti, dato dalla somma del costo di acquisto di ogni singolo martinetto, moltiplicato per il numero di martinetti presenti, è il seguente:

$$Costo_{martinetti} = 1948 \text{ €}$$

7.3 Costo dei prodotti commerciali

La rilevazione del costo dei prodotti commerciali, risulta più approssimativa rispetto alle due stime di costo realizzate precedentemente.

L'analisi del seguente costo, infatti, si rivela sbrigativa, poiché non si conosce con certezza il numero di componenti commerciali presenti all'interno del dispositivo.

Il variare del numero di viti impiegate o la loro dimensione comporta un'incidenza sul costo totale dell'impianto di bloccaggio irrilevante. Per quanto riguarda, invece, il numero di raccordi, valvole di non ritorno e regolatrici di pressione presenti all'interno del circuito idraulico, è stata effettuata una stima del loro numero. Infatti, nel lavoro di dimensionamento e modellazione del dispositivo di bloccaggio, non ci si è soffermati particolarmente sul circuito idraulico presente all'interno del sistema. Difatti, è stato analizzato solo “su

carta” il circuito idraulico e sono state collocate una serie di valvole regolatrici di pressione e di non ritorno. Per giungere ad una stima più precisa del numero di componenti idraulici necessari per il corretto funzionamento dell’impianto, sarebbe stata necessaria la consulenza dell’ufficio che studia gli impianti idraulici presenti sulle macchine Soilmec.

In Tabella 6 vengono riassunti tutti i prodotti commerciali, esclusi i martinetti, presenti nel sistema di bloccaggio.

Tabella 6: Analisi dei costi prodotti commerciali.

Codice prodotti commerciali	Descrizione	Quantitativo	Peso del singolo codice	Peso complessivo codice	Costo unitario	Costo totale codice
		[#]	[kg/prodotto]	[kg]	[€/prodotto]	[€]
70900818	Rondella per M8	4	0,003	0,012	0,03	0,12
70901022	Rondella per M10	50	0,004	0,2	0,03	1,5
70901224	Rondella per M12	2	0,006	0,012	0,03	0,06
70901428	Rondella per M14	16	0,008	0,128	0,05	0,8
70901835	Rondella per M18	8	0,015	0,12	0,05	0,4
70610811	Dado autobloccante M8	4	0,07	0,28	0,2	0,8
70611012	Dado autobloccante M10	6	0,016	0,096	0,2	1,2
70611215	Dado autobloccante M12	18	0,02	0,36	0,2	3,6
70350815	Vite M8 L15	4	0,02	0,08	0,15	0,6
70310816	Vite M8 L70	4	0,03	0,12	0,15	0,6
70351005	Vite M10 L25	8	0,03	0,24	0,2	1,6
70351007	Vite M10 L35	2	0,035	0,07	0,25	0,5
70351010	Vite M10 L50	4	0,04	0,16	0,25	1
70351208	Vite M12 L40	16	0,055	0,88	0,25	4
70351205	Vite M12 L25	16	0,04	0,64	0,25	4
70351410	Vite M14 L50	16	0,09	1,44	0,3	4,8
70351811	Vite M18 L55	8	0,17	1,36	0,3	2,4
50520006	Tappo serbatoio	1	0,23	0,23	10	10
40640093	Molla di torsione	4	0,01	0,04	20	80
50990044	Accumulatore	1	7	7	498	498
Codificare	Valvola regolatrice di pressione	4	1	4	30	120
Codificare	Valvola di non ritorno	14	0,5	7	20	280
Codificare	Raccordi	12	0,4	4,8	5	60
Codificare	Curve e T_dritto	25	0,4	10	5	125
Codificare	Tubazioni	11	0,39	4,29	20	220
70711012	Spina per martinetto_catenaccio	4	0,03	0,12	3	12
704608--	Grano per martinetto_catenaccio	4	0,01	0,04	3	12

È emerso che il costo complessivo dei prodotti commerciali è pari a:

$$Costo_{prodotti\ commerciali} = 1445 \text{ €}$$

7.4 Confronto peso-costo

Il costo complessivo dell'intero dispositivo è di

$$Costo_{Sistema\ di\ bloccaggio} = 6489 \text{ €}$$

È stata effettuata anche un'analisi sul peso dell'intero dispositivo.

È risultato che il peso complessivo del sistema di bloccaggio, dato dalla somma dei pesi delle carpenterie, dei martinetti e di tutti i prodotti commerciali è di :

$$Peso_{totale} = 443 \text{ kg}$$

È stato analizzato anche un confronto peso-costo del sistema di bloccaggio. Osservando il grafico a torta di figura 112, è possibile realizzare alcuni utili ragionamenti.

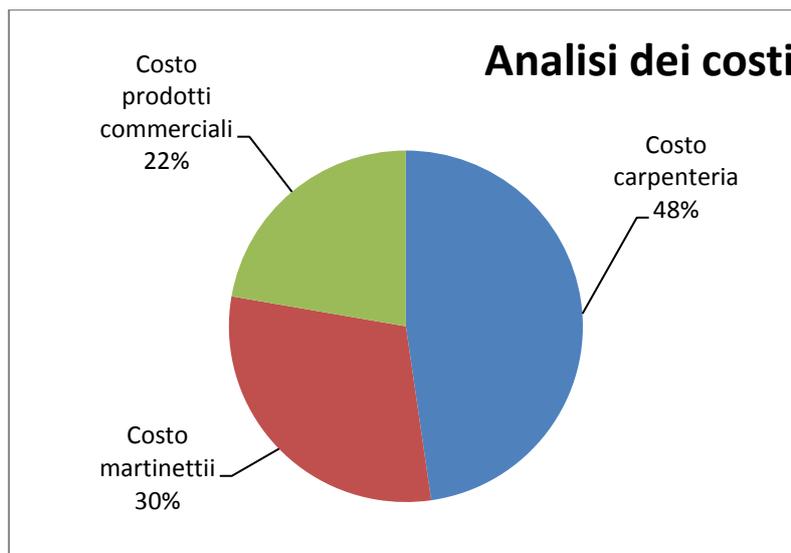


Figura 112: Analisi dei costi.

Infatti, come si nota in figura 112, il 48% del costo del sistema di bloccaggio è relativo alla fabbricazione della carpenteria. Risulta, questa, una percentuale

elevata: di conseguenza, un'analisi più dettagliata, e condotta da personale addetto a tali analisi, sarebbe consigliabile prima di mettere in produzione il dispositivo.

In seguito ad un'analisi più accurata, il costo di realizzazione della carpenteria potrebbe diminuire, adottando certe tecnologie produttive rispetto ad altre.

Anche il costo dei prodotti commerciali presenta una percentuale importante, rispetto al costo totale del dispositivo. Al fine di abbattere tale costo, sarebbe necessario richiedere diversi preventivi ai differenti fornitori degli articoli.

È stata analizzato anche il peso del dispositivo di bloccaggio (Figura 113).

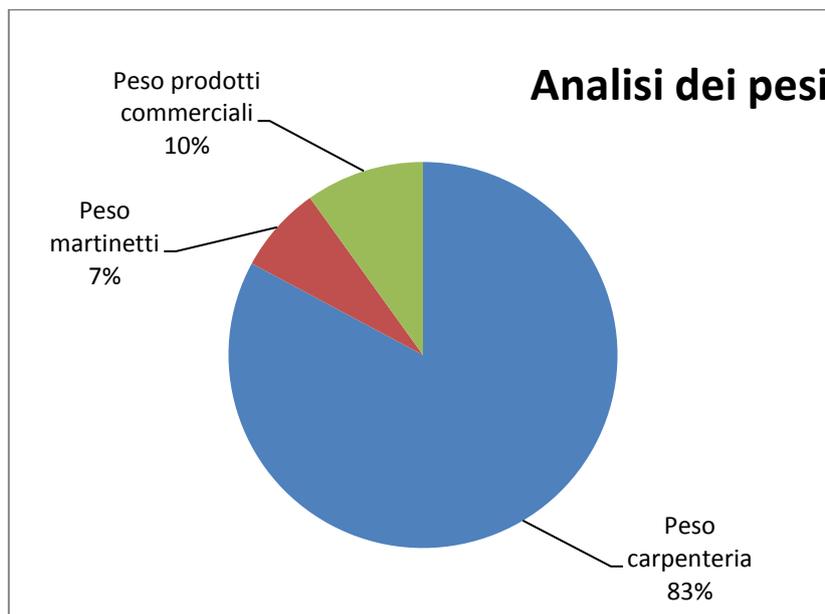


Figura 113: Analisi dei pesi.

Un terzo importante parametro analizzato è risultato il confronto peso-costi del dispositivo. Ovvero si è voluto stimare il costo al chilogrammo del sistema di bloccaggio.

Tale calcolo è stato effettuato non considerando il peso del semigiunto femmina, che varia a seconda del tipo di macchina e diametro di intubaggio.

Sapendo che il peso totale del dispositivo, trascurando il peso del bicchiere, è di 154 kg ed il costo del dispositivo, sempre trascurando il costo di realizzazione e di acquisto del materiale del semigiunto femmina, è pari a 5805 €, si giunge al semplice risultato:

$$\text{Costo/kg}_{\text{dispositivo}} = \frac{\text{Costo}_{\text{dispositivo di bloccaggio}}}{\text{Peso}_{\text{dispositivo di bloccaggio}}} = \frac{5805}{154} = 37.7 \text{ €/kg}$$

Si ricorda che le seguenti analisi sono delle stime: una successiva consulenza dell'ufficio "tempi e metodi", permetterebbe di ottenere dei valori più attendibili del costo delle lavorazioni.

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Come già accennato nell'introduzione del seguente lavoro, e come è stato rappresentato in differenti immagini poste in precedenza, i martinetti di aggancio sono stati installati sul semigiunto femmina, sulla sua superficie esterna, in direzione radiale ad esso. Di conseguenza, il diametro massimo di perforazione e di intubaggio deve essere obbligatoriamente ridotto a causa della presenza di tali martinetti.

Come si nota in figura 114, il diametro di intubaggio risulta inferiore al diametro massimo della piastra batti-bucket. Nel caso fosse stato installato un semigiunto femmina più grande, si sarebbe dovuto obbligatoriamente tenere in considerazione il fatto dell'ingombro, in senso radiale, dei martinetti di aggancio. Questi, infatti, sarebbero andati ad urtare contro l'antenna della macchina.

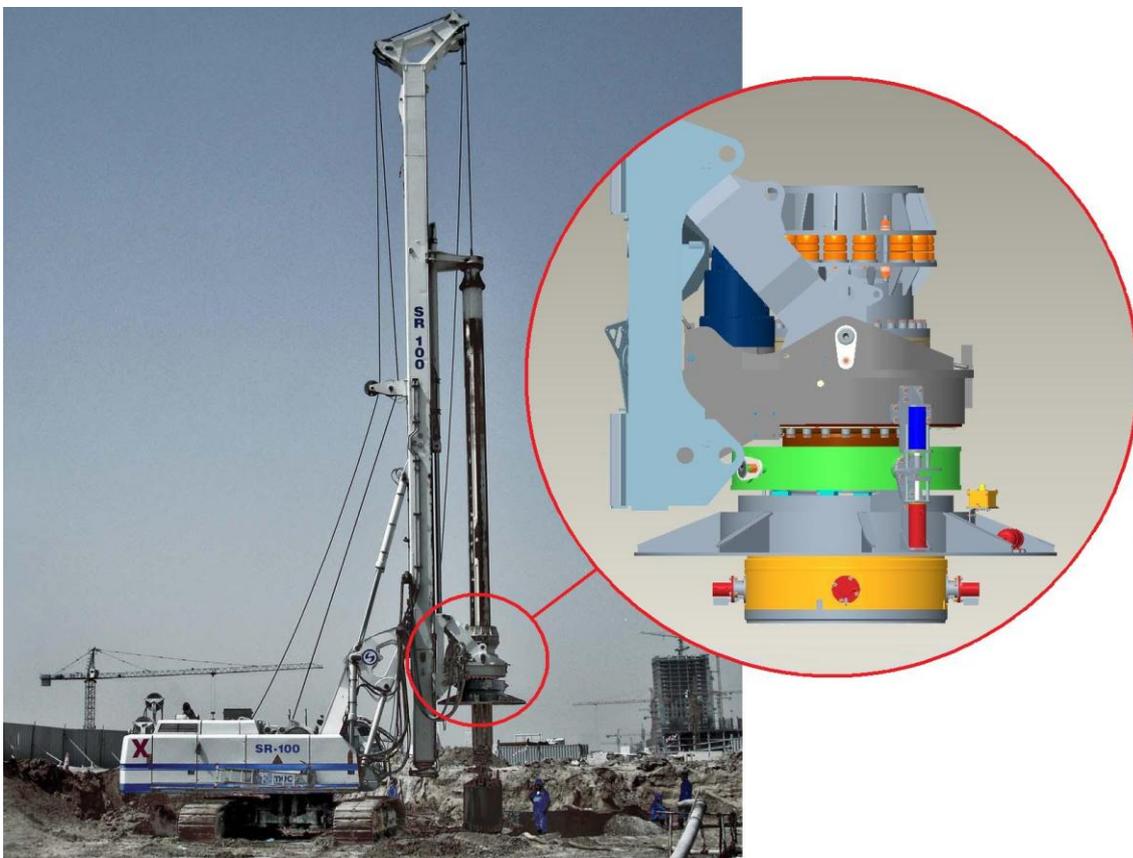


Figura 114: Figurino installazione dispositivo di bloccaggio.

Di conseguenza è stata redatta una tabella riassuntiva, nella quale vengono indicati i diametri massimi di intubaggio eseguibili con le diverse macchine perforatrici Soilmec. Il diametro del tubo indicato a tabella, viene calcolato conoscendo tre differenti valori:

- Catenaccio: ovvero la lunghezza complessiva del martinetto e della guida catenaccio;
- L'interasse foro: ovvero la distanza tra l'estremità delle guide dell'antenna e l'asse di perforazione;
- Il gioco radiale: ovvero la distanza, lasciata per sicurezza, tra l'estremità delle guide dell'antenna e il fondello del martinetto che movimentava un catenaccio.

Nelle figura 115 e 116 vengono rappresentate tali termini.

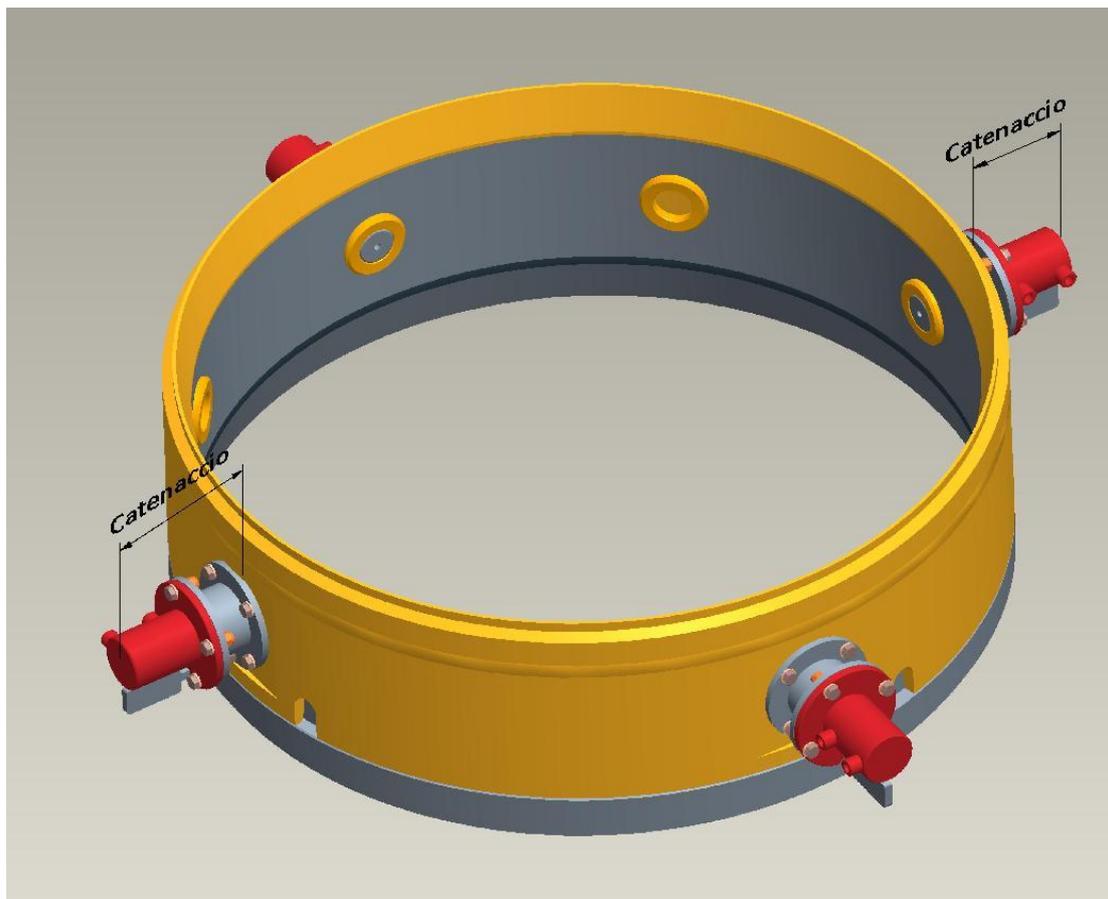


Figura 115: Posizione occupata sul semigiunto femmina dai catenacci, dalle relative guide e dai martinetti di aggancio.

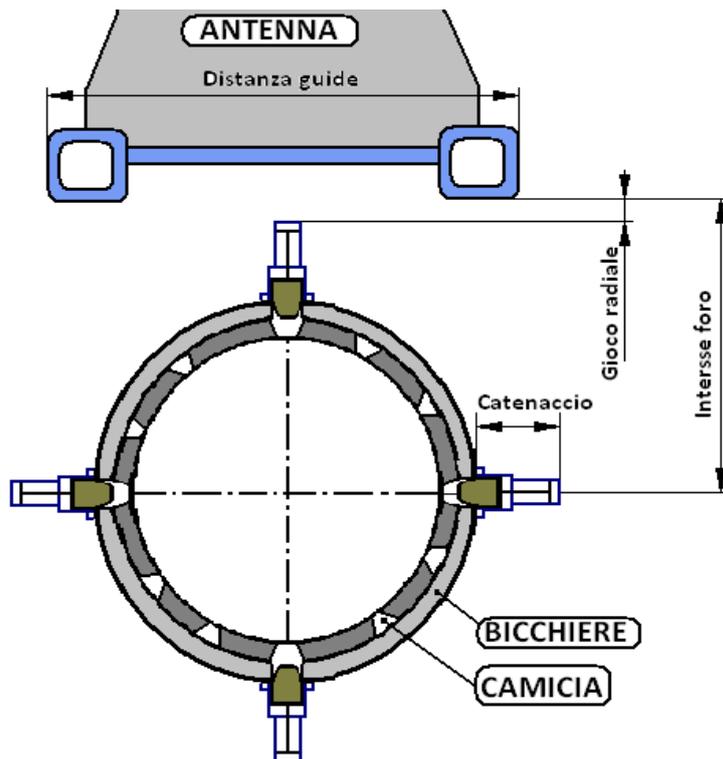


Figura 116: Indicazioni per Tabella 7.

Tabella 7: Diametri massimi di perforazione.

GIOCO RADIALE	30	mm
----------------------	-----------	-----------

Macchina	Distanza guide	Interasse foro	Catenaccio	Diametro massimo di lavoro
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
SR20	650	600	195	750
SR30	700	750	195	1050
SR30CL	700	750	195	1050
SR40	700	750	195	1050
SR50	700	750	195	1050
SR60	800	900	195	1350
SR60ECT4	800	750	195	1050
SR65	800	1030	195	1610
SR65ECT4	800	780	195	1110
SR70	800	1030	195	1610
SR70ECT4	800	780	195	1110
SR80	800	1030	195	1610
SR80ECT4	800	780	195	1110
SR80C	900	1030	195	1610
SR80CECT4	900	780	195	1110
SR90	900	1300	195	2150
SR90ECT4	900	780	195	1110
SR100	900	1550	195	2650

SR100ECT2	900	1300	195	2150
SR100ECT4	900	1000	195	1550

Nella colonna verde viene indicato il diametro massimo di lavoro. Il seguente valore è stato calcolato secondo la formula:

$$D_{\max_lavoro} = (Interasse_{foro} - Gioco_{radiale} - Catenaccio) \cdot 2$$

Non è detto che sia presente, sul mercato, un diametro del tubo di tali dimensioni. Il valore calcolato risulta il diametro massimo utilizzabile: il diametro di intubaggio e lavoro dovrà essere minore o al più uguale a tale valore.

In Tabella 7, sono state elencate tutte le macchine sulle quali si potrebbe installare il sistema di bloccaggio. Occorre precisare, tuttavia, che l'installazione di un dispositivo alquanto complesso, come il sistema di bloccaggio automatico, su una macchina piccola (tipo SR20) non verrà eseguito nel breve periodo. Infatti, su tali macchine, si continueranno ad utilizzare i vitoni, avvitati a mano dagli operatori che lavorano ai piedi della macchina.

Per quanto riguarda, invece, l'installazione del dispositivo di bloccaggio sulle macchine perforatrici più grandi, si è pensato di testare previamente il prototipo in cantiere e successivamente, nel caso questa invenzione conducesse a buoni risultati, mettere in produzione il sistema di bloccaggio.

Nel momento in cui il sistema di bloccaggio venisse posto in produzione, occorrerà analizzare, caso per caso, la fattibilità dell'installazione in relazione alle dimensioni della macchina.

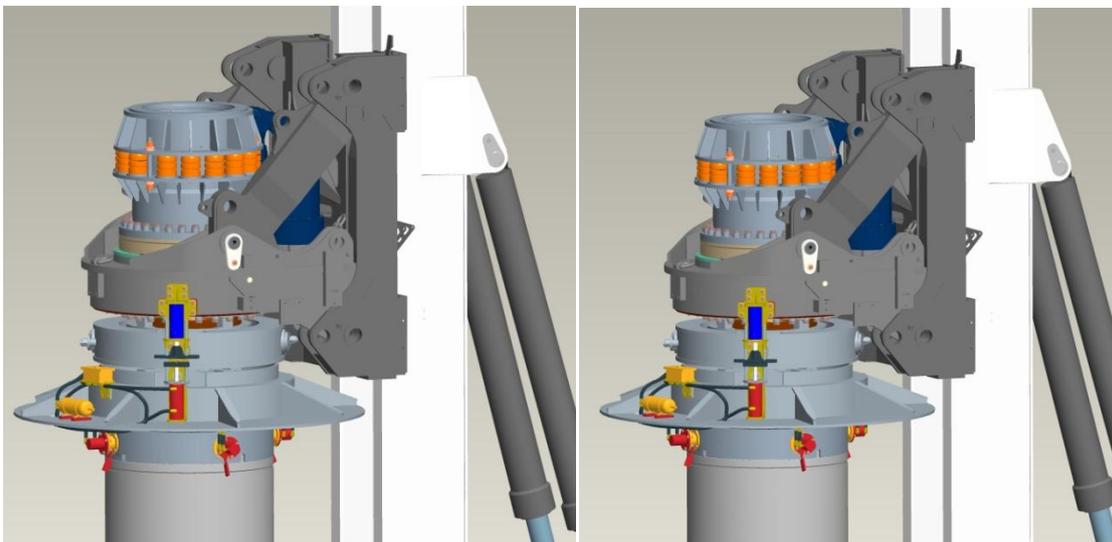
Per quanto riguarda gli sviluppi futuri del dispositivo, vengono di seguito elencati alcuni punti da analizzare:

- Il seguente sistema di bloccaggio potrebbe essere impiegato in tutte quelle macchine in cui, durante la lavorazione, occorre continuamente vincolare e svincolare elementi tubolari a organi dotati di moto rotatorio;
- Occorre analizzare un dispositivo elettronico da installare sulla rotary della macchina perforatrice, oltre all'encoder rotante che è già presente,

che informi l'operatore a bordo macchina, con maggiore precisione, sulla posizione angolare occupata dalla rotary stessa. Probabilmente è possibile utilizzare un proximity o un micro-switch.

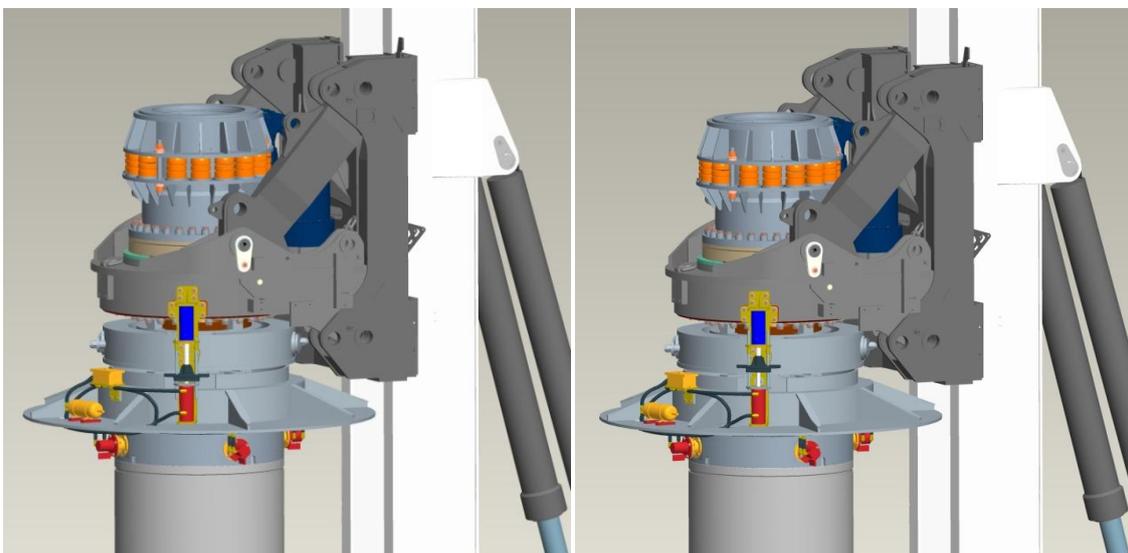
- Occorre esaminare un dispositivo elettronico che controlli il movimento dei catenacci: posizionare dei proximity al posto della leva di controllo oppure installare dei sensori sul fondello dei martinetti di aggancio.
- Nel caso vengano impiegati tali sensori elettronici, occorre studiare e trattare il problema del trasferimento del segnale di corrente dalla parte fissa a quella rotante della macchina.

Come ultimo concetto, viene illustrata la sequenza di operazioni da eseguire, per agganciare e sganciare il tubo camicia, attraverso il dispositivo di bloccaggio.



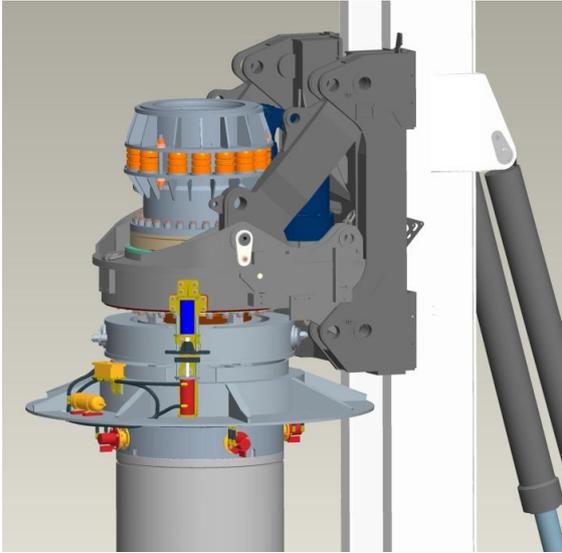
(1)

(2)

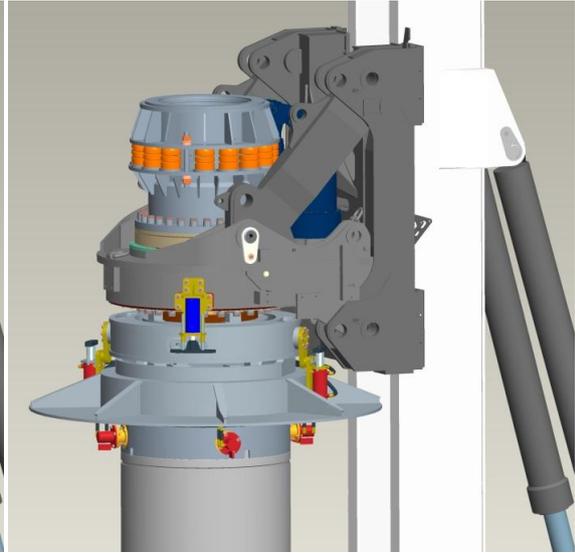


(3)

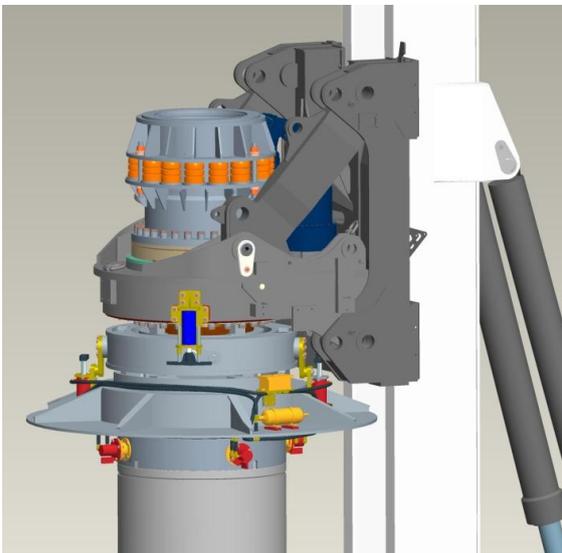
(4)



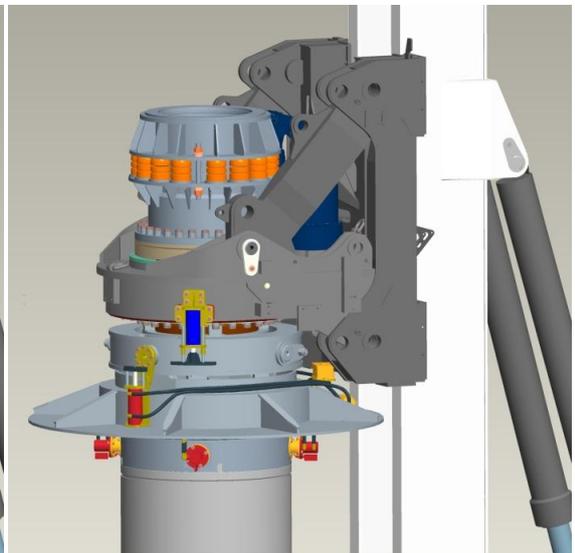
(5)



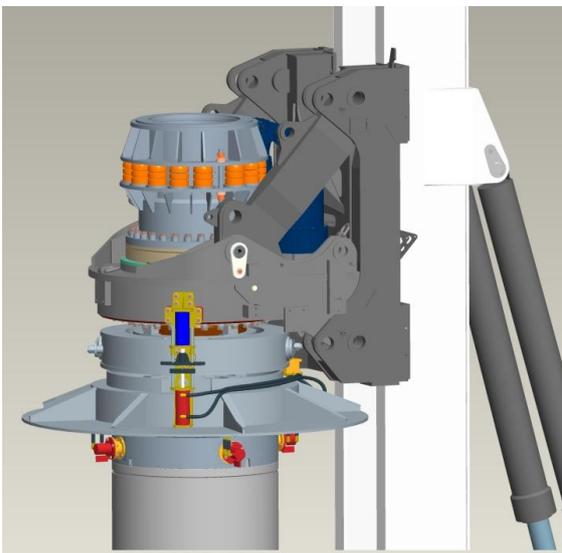
(6)



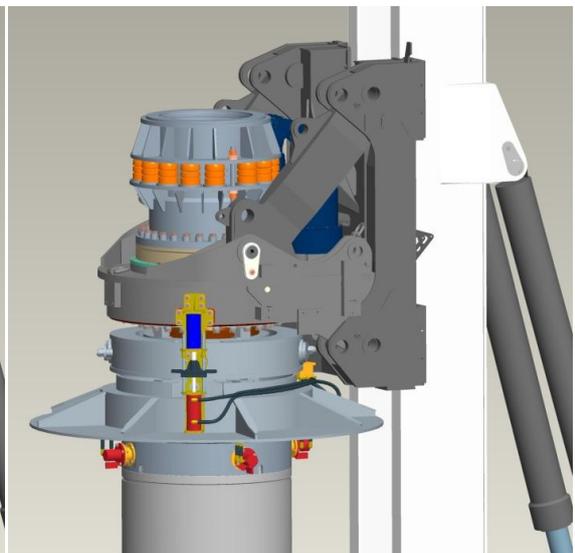
(7)



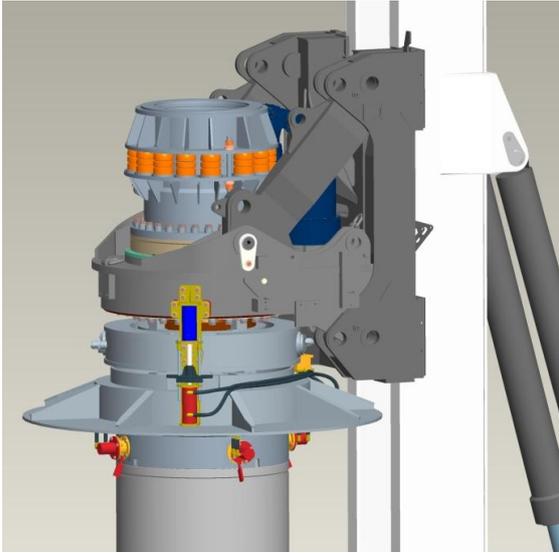
(8)



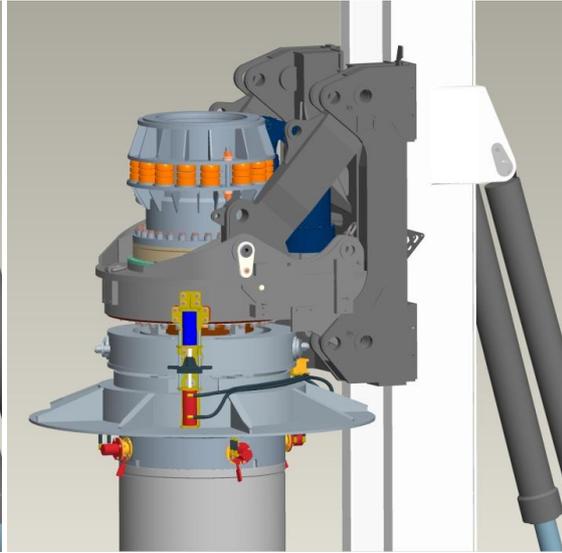
(9)



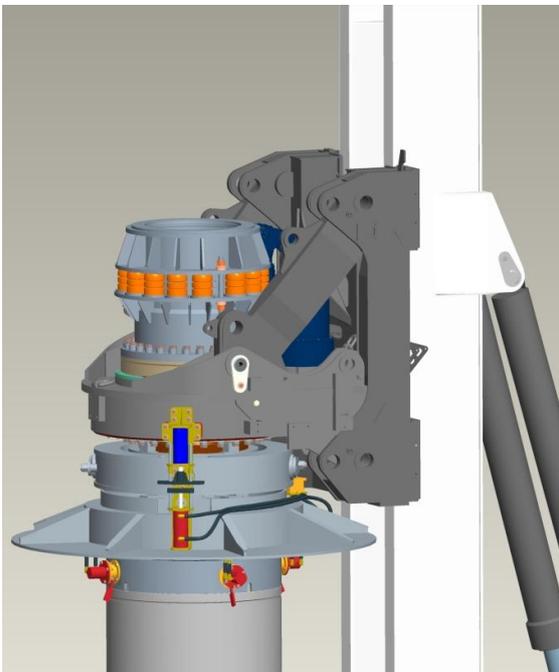
(10)



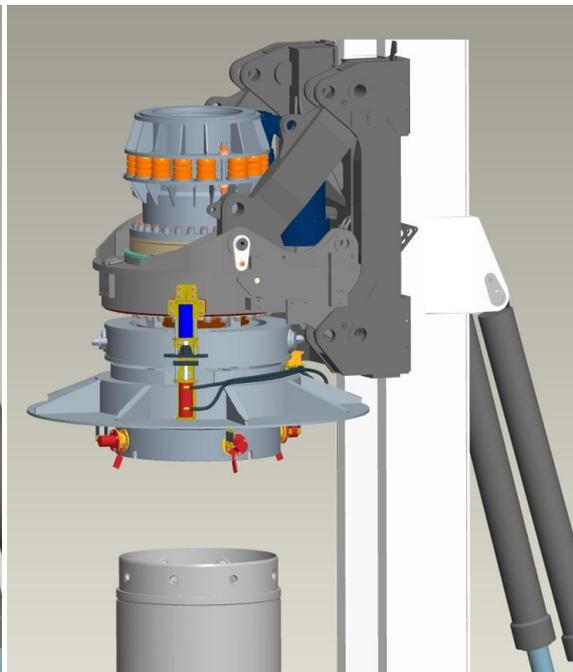
(11)



(12)



(13)



(14)

BIBLIOGRAFIA

- [1] Federation of Piling Specialists, “ *Notes for guidance on the extraction of temporary casings and temporary piles within the piling industry*”, (2010).
- [2] <http://www.soilmec.com/it/> (ultimo accesso: novembre 2012).
- [3] Baldassini L (2002), “*Vademecum per disegnatori e tecnici*”, Hoepli.
- [4] Niemann G, Winter H (1980), “*Elementi di macchine*”, Springer.
- [5] Istruzione operativa n°3024: “*Manuale aziendale per la standardizzazione dei martinetti oleoidraulici*”(1992).
- [6] <http://www.olaer.com.au/products/accu.htm> (Ultimo accesso Ottobre 2012).
- [7] <http://www.meterspec.it/catalogo> (Ultimo accesso Ottobre 2012).
- [8] <http://www.saip.it/> (Ultimo accesso Novembre 2012).
- [9] Caligaris L, Fava S, e Tomasello C. (2006), “*Manuale di Meccanica*”, Hoepli, Milano.
- [10] Norma CNR-UNI 10011, “*Costruzioni di acciaio. Istruzioni per il calcolo, l'esecuzione, il collaudo e la manutenzione* ”, Data di entrata in vigore: Giugno1988.

RINGRAZIAMENTI

Sembra ieri il primo giorno di scuola elementare. Mi ricordo benissimo: ero impaurito della scuola e delle maestre, sebbene non ci fossi mai stato in una scuola e non avessi ancora conosciuto le maestre, perché non mi ricordavo a memoria l'alfabeto.

Ebbene sì, quel bimbo che non si ricordava l'alfabeto, dopo 18 anni di scuola diventa dottore magistrale in ingegneria meccanica.

Sono molto felice e soddisfatto del traguardo raggiunto, ma penso che per i miei genitori la soddisfazione si ancora maggiore.

Sono loro che voglio ringraziare per primi: il mio babbo Luigi e la mia mamma Rosa. Mi hanno insegnato a vivere, a comportarmi e a riflettere in un certo modo. Oltre ad avermi dato la possibilità di studiare e avermi insegnato tutte queste cose, mi hanno regalato anche un altro importantissimo dono: le mie 2 sorelle.

La Daniela e l'Erica, infatti, mi hanno sempre sostenuto in ogni momento: mi hanno fatto sentire forte anche quando ero debole e sono sempre state disposte a darmi consigli su qualsiasi cosa.

Il terzo "grazie" è rivolto allo zio Boni: non parla tanto, anzi non parla.....ma la sua parola è sempre stata molto decisiva in famiglia.

Vorrei ringraziare la mia fidanzata Ilaria, perché mi ha fatto riscoprire la bellezza del sorridere, e tutti i miei amici con cui trascorro qualche ora di svago: mi hanno sempre dimostrato il loro affetto, ognuno a suo modo, e si sono sempre dimostrati aperti al dialogo e soprattutto all'ascolto. In particolare vorrei ringraziare Gianluca, Mirco, Lorenzo, Omar e Sagomino, i quali definirli amici con la "a" maiuscola, mi sembra veramente poco.

Un ringraziamento va speso per il gruppo di ricerca e sviluppo dell'azienda Soilmec: in particolare vorrei ringraziare Marco Casadei e Jasmin Curic per la disponibilità e professionalità dimostrata nei miei confronti durante lo svolgimento del tirocinio curriculare e del tirocinio per la preparazione della tesi.

Finora ho elencato le persone che più mi hanno aiutato o mi sono state vicino in questo periodo. Ci sono state persone, però, che durante la vita mi hanno donato tanto e che ora non ci sono più: vorrei ricordare la nonna Concetta e gli zii Attilio e Vittorio. Li porterò sempre nel mio cuore.

La vita è fatta così: il 2011 è stato un anno da buttare e dimenticare velocemente, a parte il matrimonio di mia sorella Erica. Nel 2012, invece, ho vinto una borsa di studio, la mia famiglia sta bene, diventerò zio della principessa D... e mi laureo in corso alla laurea magistrale .

Penso che chi affermi: “ la vita è una fregatura..”, non ha capito veramente nulla!!!

